

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
Catedra de Organe de Mașini și Mecanisme

Ing. Angela DREUCEAN

**STUDIUL TEORETIC ȘI EXPERIMENTAL
AL CURELELOR SINCRONE
ÎN VEDEREA AMELIORĂRII
PERFORMANTELOR FUNCȚIONALE.**

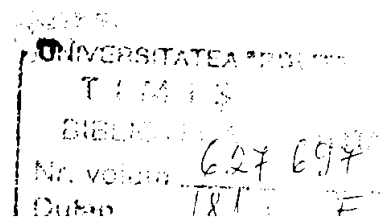
Teza de doctorat

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific

Prof. Dr. Ing. Nicolae S. GHEORGHIU

1998



CUPRINS

1. Considerații generale	4
2. Stadiul actual al construcției și a utilizărilor specifice transmisiiilor prin curele sincrone	11
2.1. Istoricul unui nou tip de transmisie prin angrenare cu element flexibil dințat.	11
2.2. Structura compozită neomogenă a curelei. Materialele utilizate și caracteristicile lor mecanice.	12
2.3. Tipizarea și standardizarea geometriei curelelor și a roților de curea.	17
2.4. Tehnologia de fabricare a curelei sincrone și a roților de curea.	28
2.4.1. Procesul tehnologic de fabricare a curelei sincrone.	28
2.4.2. Procesul tehnologic de fabricare a roților de curea.	29
2.5. Performanțele funcționale și domeniile de utilizare pentru transmisiiile prin curele sincrone.	30
2.5.1. Performanțele funcționale.	30
2.5.2. Parametrii pentru aprecierea performanțelor și evaluarea transmisiiilor cu element de tip curea.	33
2.5.3. Alternativele de utilizare a transmisiiilor prin curele sincrone.	35
2.6. Concluzii.	38
3. Starea generală de eforturi, tensiuni și deformații în cazul curelelor sincrone. Cinetostatica transmisiei de referință.	40
3.1. Interacțiunea dintre curea și roată pe arcele de înfășurare.	40
3.2. Forțele din ramurile transmisiei prin curele.	72
3.3. Pretensionarea curelei sincrone.	80
3.3.1. Scopul și efectele pretensionării.	80
3.3.2. Determinarea forței optime de pretensionare.	82
3.3.3. Producerea forței de pretensionare.	83
3.3.4. Metode de verificare a pretensionării.	85
4. Procesul de angrenare al curelei sincrone cu roata de curea. Cinematica transmisiei.	88
4.1. Angrenarea curelei cu roata de curea.	88
4.2. Cinematica transmisiei prin curele. Efectul poligonal.	99
4.2.1. Cinematica transmisiei.	99
4.2.2. Efectul poligonal.	100
4.2.3. Influența bătăii radiale asupra raportului de transmitere.	106
4.3. Studiul prin metoda elementului finit a deplasărilor și tensiunilor la curelele sincrone.	108

4.3.1.	Analiza comparativă a profilelor de dinte cu flancuri plane și curbe.	108
4.3.2.	Concluzii.	122
4.4.	Dozarea optimă a cordajului în structura neomogenă a curelei.	122
5.	Modelul mecanic pentru calculul transmisiei prin curele sincrone.	126
5.1.	Limitele algoritmilor consacrați pentru calculul transmisiei prin curele sincrone.	126
5.1.1.	Considerații generale.	126
5.1.2.	Alegerea preliminară a mărimii pasului.	126
5.1.3.	Factorul global de corecție.	127
5.1.4.	Capacitatea portantă.	130
5.1.5.	Forța de pretensionare	141
5.2.	Modelul mecanic pentru calculul transmisiei prin curele sincrone.	144
6.	Studiul experimental al curelelor sincrone.	168
6.1.	Sisteme specializate de încercare în laborator și la nivel uzinal a curelelor sincrone.	168
6.1.1.	Generalități.	168
6.1.2.	Verificarea și studiul experimental al curelei sincrone.	169
6.1.3.	Studii efectuate pe ansamblul transmisiei.	179
6.2.	Determinarea experimentală a caracteristicii elastice a curelelor sincrone.	182
6.2.1.	Traductorul pentru măsurarea deplasărilor.	182
6.2.2.	Standul pentru determinarea experimentală a caracteristicii elastice a curelelor sincrone.	187
6.2.3.	Cercetarea experimentală.	194
6.3.	Concluzii.	199
7.	Concluzii. Contribuții personale.	201
	Bibliografie.	203
	Anexă.	212

Cap. 1. CONSIDERAȚII GENERALE.

Curea sincronă (synchronous belt, courroie synchrone, Synchronriemen) este denumirea consacrată, pentru relativ noul organ de mașină, pe care normele internaționale ISO 5296 îl definesc ca fiind un element intermediar flexibil, continuu, cu secțiunea drepunghiulară, cu dinți plasați la intervale egale pe fața interioară. Această denumire a fost acceptată în prezent de marile firme producătoare încheindu-se astfel controversata problemă a denumirii acestei curele.

Transmiterea sincronizată a mișcării sau / și a puterii de la arborele conducător la cel condus al transmisiei prin curelele sincrone, se realizează prin angrenarea dinților curelei cu ai roților de curea.

Câteva tipuri de curelele sincrone sunt prezentate în Fig. 1.1. și Fig. 1.2.

Firma Uniroyal Inc. din Statele Unite este cea care în 1944 - 1945 a fabricat prima curea sincronă solicitată de industria constructoare de autovehicule pentru acționarea mecanismelor de distribuție.

De la firma Gates Rubber Co. Ltd. (unul dintre cei mai mari producători de produse din cauciuc) se transferă și în Europa fabricarea curelelor sincrone. Pentru început în 1946 doar la Aachen în Germania și Dumfries în Scoția, iar din 1956 și la Edinburgh Scoția. Prima curea sincronă este fabricată în Europa în 1946 pentru sincronizarea mișcării acului cu mișcarea mosorului la mașinile de cusut produse de firma Singer.

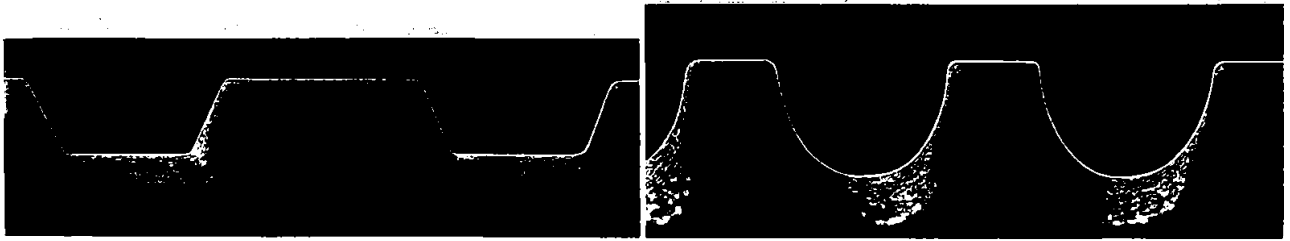
Cureaua sincronă prezintă o structură neomogenă (compozită) alcătuită dintr-o matrice (formată din corpul și dinții curelei), care înglobează elementul de rezistență (cordajul) și în unele cazuri țesătura protectoare din nylon dispusă pe dantură (v. Fig. 1.2).

Materialele utilizate pentru matrice sunt din gama elastomerilor naturali sau sintetici, iar cele consacrate pentru cordaj sunt fibra de sticlă, sârma din oțel, aramidul.

Dinții curelelor sincrone pot avea diferite forme constructive : trapezoidali cu flanc plan (tipurile MXL, XL, L, H, XH, XXH, T, AT - v. Fig. 1.1. a), semirotunzi (HTD - v. Fig. 1.1 b), cu flanc parabolic (RPP - v. Fig. 1.1 c) și trapezoidali cu flanc curb în arc de cerc (STS - v. Fig. 1.2).

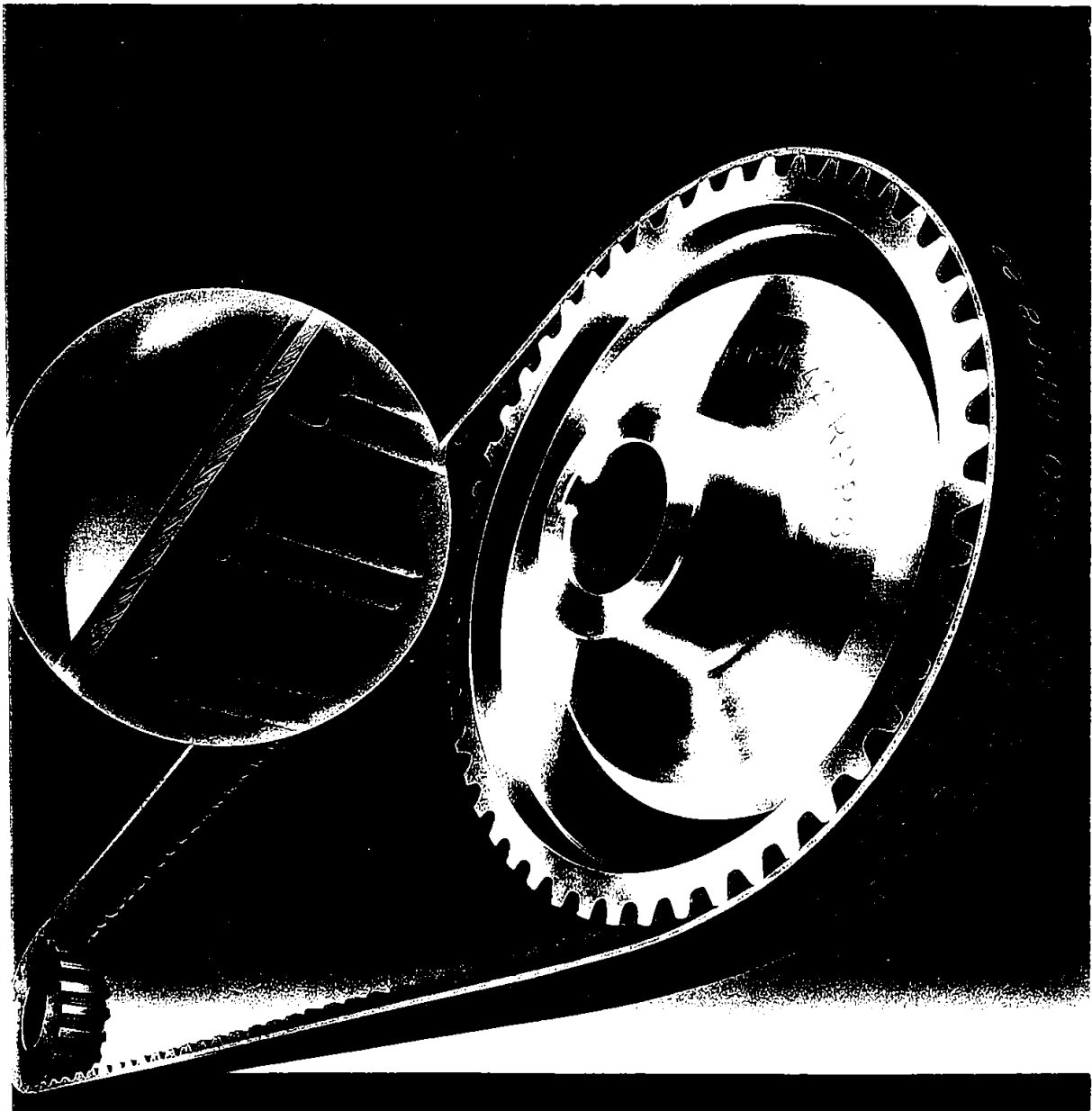
Poziția cordajului în matrice, forma și dimensiunile dinților au fost modificate de-a lungul anilor pentru a se îmbunătăți performanțele funcționale ale curelelor. Reflectarea acestor căutări la curelele sincrone din poliuretan cu cordaj din sârmă de oțel sau fibră de sticlă produse de firma Synchroflex în perioada 1951 - 1966 este prezentată în Fig. 1.3. Modificările constructive și consecințele lor sunt prezentate în continuare :

- ◆ **1951** - Cordajul curelei este dispus cu axa sub fibra neutră. Rezultatul acestei modificări a fost comprimarea anormală a curelei și pericolul de a se rupe.
- ◆ **1952** - Cordajul curelei dispus cu axa deasupra fibrei neutre a condus la înțepenirea curelei.
- ◆ **1953** - Dinții curelei mai înalți au determinat : deformarea lor mai intensă sub sarcină, creșterea nivelului de zgomot și a impus reducerea vitezei de funcționare.



a).

b).



c).

Fig. 1.1. Tipuri de curele sincrone.

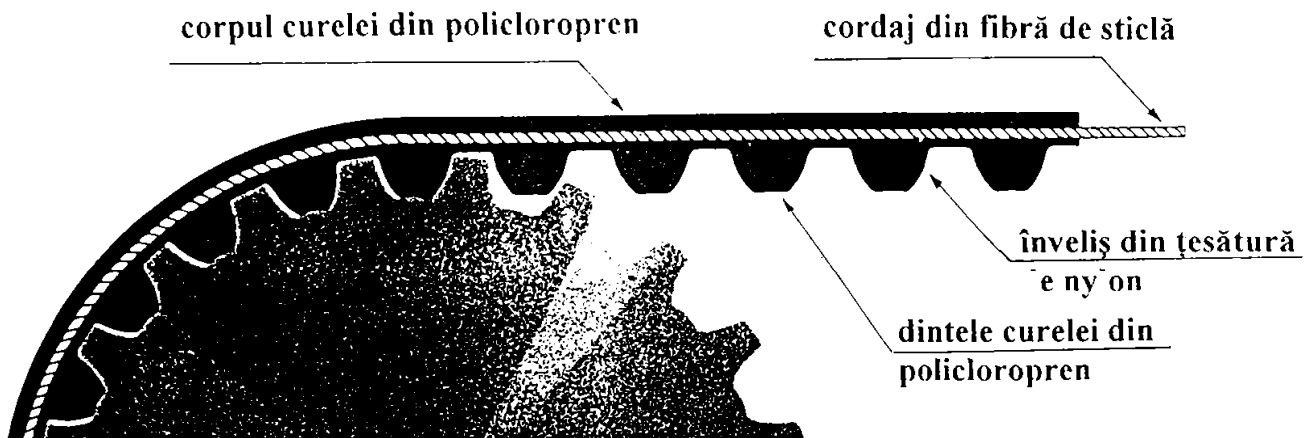


Fig. 1.2. Cureaua sincronă cu dinți trapezoidali și flanc în arc de cerc.

- ◆ **1954** - Dinții cureii mai scurți au permis sporirea vitezei de funcționare, dar au impus scăderea forței transferabile și au determinat încălecarea de către aceștia a dinților roții.
- ◆ **1955** - Dantura roții cu flanc evolventic în combinație cu dinții trapezoidali cu flanc plan ai cureii, provoacă prin diferența de profil inevitabilă, o diminuare a calității și în special a preciziei.
 - Creșterea grosimii dinților la bază nu a condus la sporirea forței transferabile, dar a mărit tensiunea la baza dinților. Diametrul minim al roților a fost necesar să fie mărit și în același timp să se reducă viteza.
- ◆ **1958-1963** - Modificarea formei dinților de la trapezoidali la semirotunzi. Efectul scontat nu se obține întrucât forța transferabilă nu crește, se produce întepenirea determinată de cordaj. Din acest motiv diametrul minim al roții crește și se reduce viteza.
- ◆ **1956** - A fost definită cureaua cu cele mai bune performanțe, care devine elementul de referință pentru modificările cerute de ameliorarea performanțelor.
 - Realizarea cureii cu dantură dispusă și pe extradadosul cureii permite transferul energetic pentru consumatori amplasați pe ambele fețe ale cureii în diverse configurații.
- ◆ **1966** - Profilul de referință pentru curelele cu dantură dublă și cordajul dispus în dreptul fibrei neutre. La această alternativă se constată o repartiție avantajoasă a presiunii pe flancul dinților prin diferența de unghi a profilului dintelui cureii și roții, o creștere a capacității de tracțiune și a vitezei de funcționare.

Cureaua sincronă, ca produs hibrid, reunește optimal calitățile funcționale și constructive ale curelelor late cu acelea ale lanțurilor de transmisie (durabilitate mare la oboseală, funcționare sincronă și cu nivel de zgomot redus, tensionare inițială redusă, relaxarea cureii practic nulă în timp). Principalele performanțe sunt domeniul mare de viteze și puteri transmise ($v \leq 80$ m/s, $P \leq 1000$ kW), randament ridicat ($\eta = 98\%$), temperatura de funcționare în limite largi $t \in [-40; +100]^\circ C$ (vezi și §2.5).

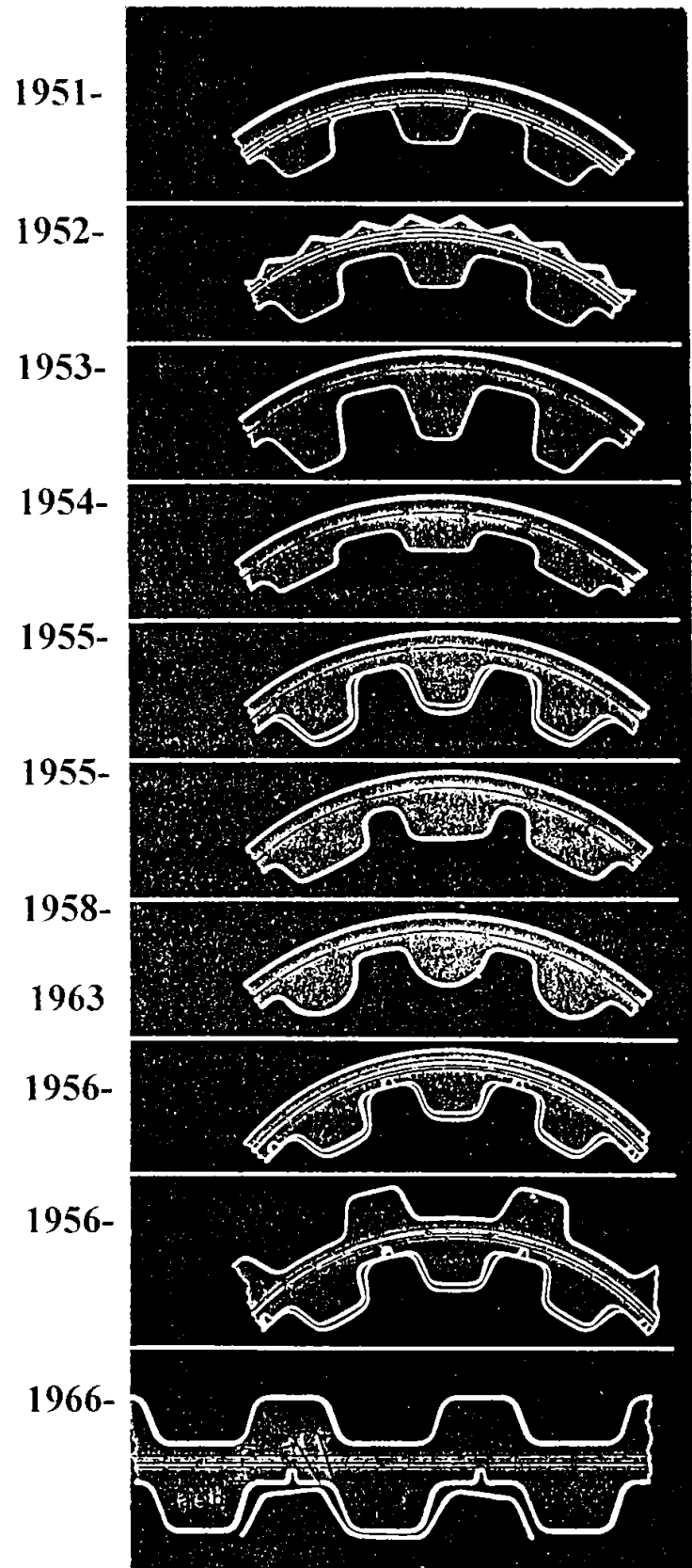


Fig. 1.3. Modificările constructive ale curelelor sincrone produse de Synchroflex între anii 1951 - 1966.

Transmisiile prin curele sincrone prezintă construcții compacte și ușoare (reducerea gabaritului în raport cu celelalte variante de transmisie cu element flexibil este de până la 25... 50%), iar instalarea și întreținerea sunt relativ simple și cu costuri reduse.

Curelele sincrone sunt rezistente la acțiunea mediilor corozive și a prafului.

Se semnalează însă pretenții sporite referitoare la precizia de execuție a roților de curea, respectiv cele legate de precizia de aliniere la montaj a roților de curea.

Până în prezent cureaua sincronă s-a impus ca soluție unică sau de perspectivă în industria de automobile, avioane, calculatoare, mașini unelte și textile, industria chimică și alimentară, roboți industriali.

Datorită preciziei cinematice sporite, se pot realiza transmisiile specializate de poziționare (mașini - unelte, roboți industriali), indiferent dacă este vorba de o transmisie de putere sau o transmisie de comandă, de comutare și livrare.

În continuare în Fig. 1.4 sunt prezentate câteva aplicații în care transmisiile prin curele sincrone înlocuiesc alte tipuri de transmisiile cu element flexibil sau roți dințate.

În Fig. 1.4 a este prezentată acționarea prin curea sincronă în loc de reductor la o moară pentru făină. Înlocuirea a fost determinată de durata de viață mai mare și de costul redus.

În Fig. 1.4 b este exemplificată o variantă de utilizare a curelelor sincrone HTD pentru utilaje din industria alimentară și farmaceutică, a hârtiei. Rezistența la coroziune, insensibilitatea la praf și lipsa ungerii sunt principalele argumente pentru care se utilizează aceste curele în aplicațiile amintite.

Alternativa din Fig. 1.4 c prezintă o aplicație în care este exploatat avantajul dispunerii danturii curelei pe ambele fețe ale curelei pentru acționarea mai multor consumatori la care sensul de rotație este contrar.

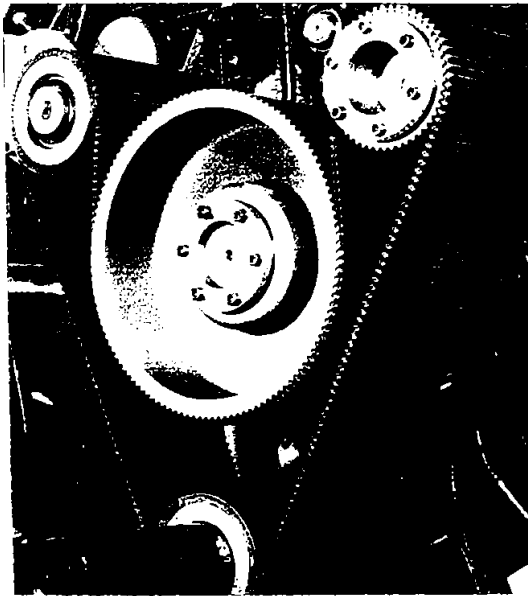
La mașina de imprimat din Fig. 1.4 d, transmisia prin curea sincronă înlocuiește un tren de angrenaje utilizat pentru acționarea cilindrilor de răcire. Cauzele care au impus schimbarea sunt nivelul ridicat de zgomot și necesitatea ungerii.

În figura 1.4 e este prezentată o mașină pentru alimentarea animalelor la care transmisia trebuie să transfere o putere de 56 kW lucrând 20 h / zi echipată inițial cu o transmisie prin curele trapezoidate. Necesitatea de înlocuire tot la două luni a determinat înlocuirea acestei alternative cu o transmisie prin curea sincronă.

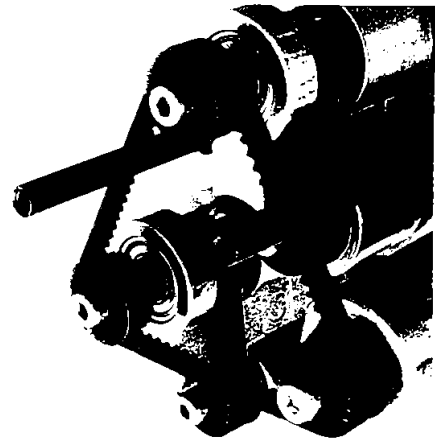
La exemplul din Fig. 1.4 f, cureaua sincronă înlocuiește cureaua trapezoidală în situațiile în care accesibilitatea pentru întreținere este dificilă (ex.: mașini de cusut, mașini de scris, aparate pentru sortarea scrisorilor, mașini pentru fabricarea țigaretelor, amestecătoare pentru fluide și aluat, etc.).

Studiul transmisiilor prin curele sincrone a fost inițial realizat pe baza datelor de catalog ale firmelor producătoare CONTINENTAL și UNIROYAL, având ca scop realizarea unei metodologii de calcul.

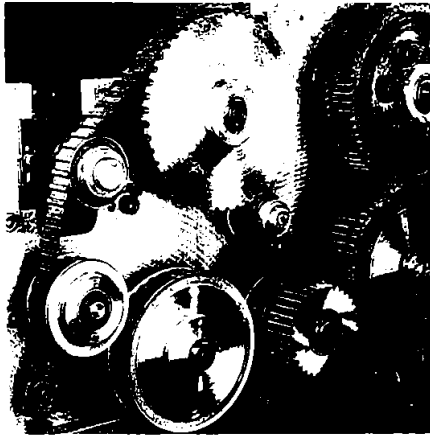
Problemele sesizate cu această ocazie, datele sumare din literatura de specialitate, la care s-a adăugat solicitarea întreprinderii SPUMOTIM din Timișoara de a asimila în fabricație cureaua sincronă (acțiune abandonată din păcate) au fost motivele pentru care ulterior studiul a fost extins.



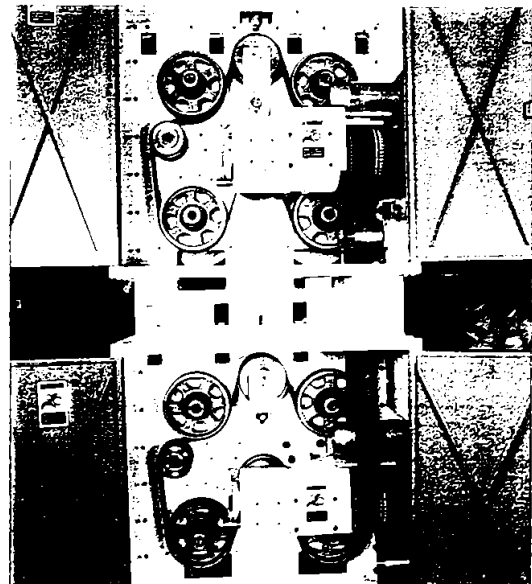
a).



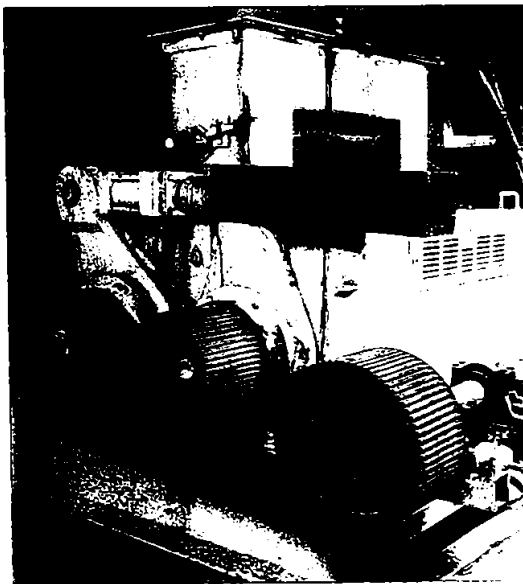
b).



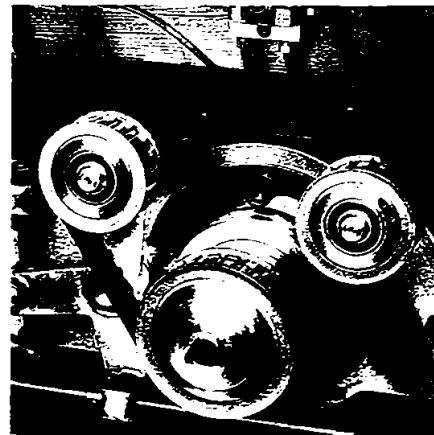
c).



d).



e).



f).

Fig. 1.4. Aplicații ale transmisiilor prin curele sincrone.

Obiectivele urmărite pentru clarificarea și rezolvarea problemelor sesizate se referă la aspectele teoretice și studiile experimentale precizate în continuare :

■ Realizarea unor normative care să reglementeze denumirea și dimensiunile pentru cureaua sincronă și roțile de curea.

■ Determinarea influenței pe care structura compozită, proprietățile materialelor componente și geometria curelei o au asupra performanțelor funcționale ale acesteia.

■ Clarificarea aspectelor legate de : interacțiunea dintre cureaua sincronă și roata de curea pe arcele de înfășurare, eforturile din ramuri și deformațiile acestora, necesitatea tensionării și a mărimii acesteia.

■ Tehnologia de fabricație a curelelor și roților de curea și influența pe care aceasta o are la funcționarea transmisiei.

■ Cinematica transmisiei și efectul poligonal.

■ Determinarea limitelor algoritmilor de calcul consacrați și realizarea unei metode de calcul pentru transmisiile prin curele sincrone.

■ Propunerea unei metodologii și a unor sisteme specializate de încercare în laborator și la nivel uzinal a curelelor sincrone.

■ Realizarea unor studii experimentale care să fundamenteze rezultatele studiilor teoretice.

Acestea sunt problemele care fac obiectul prezentei teze de doctorat și urmează a fi tratate în capitolele următoare.

Cap. 2. STADIUL ACTUAL AL CONSTRUCȚIEI ȘI A UTILIZĂRILOR SPECIFICE TRANSMISIILOR PRIN CURELE SINCRONE

2.1. Istoricul unui nou tip de transmisie prin angrenare cu element flexibil dințat

Curea sincronă (timing belt) a fost denumirea de firmă sub care a fost fabricată inițial în 1945 cureaua lată dințată din cauciuc la Uniroyal Inc. .

De-a lungul timpului denumirea acestui nou tip de element flexibil dințat a oscilat între curea dințată (Flathzahnriemen, tooth belt) și curea sincronă (synchronous belt, Synchronzahnriemen) în funcție de firma producătoare. Conform normelor internaționale ISO 5288¹, celor germane DIN7721/1² și STAS 12918/1³ (bazat pe ISO 5288) s-a impus denumirea actuală de **curea sincronă** care se va folosi în continuare.

Transmisia prin curele sincrone a avut ca prim utilizator industria constructoare de autovehicule - care în anii 1944 - 45 - a solicitat o transmisie mecanică prin angrenare fiabilă și de mare viteză, greu solicitată, cu gabarit minim pentru acționarea mecanismelor de distribuție. La realizarea unei asemenea curele trebuiau luate în considerare de asemenea fabricarea economică și productivitate mare. Firma Uniroyal Inc. (United States Rubber Inc.) a răspuns acestei solicitări fabricând noul tip de element flexibil, bazat pe proiectul și studiile inginerului R.Y. Case [K25]. În memoratorul "**Timing Belt Drive Engineering Handbuch**", publicat la New York de R. Y. Case în 1954, se afirmă că metoda de proiectare a curelei și a roții de curea, calculul lungimii și lățimii curelei respectiv standardele pentru curelele sincrone și roțile de curea au fost stabilite în urmă cu zece ani. Case a introdus în lucrarea sa și exemple de utilizare a curelelor sincrone la automobile, avioane, mașini de calcul pentru birou, mașini pentru industria textilă.

În 1954 se utilizau doar două tipuri de curele confecționate din cauciuc ca material standard (pentru corp și dinți) și cordajul din fibre de bumbac sau sârmă din oțel, dantura fiind protejată cu o țesătură din bumbac sau nylon. De atunci numărul tipurilor și mărimilor de curea a fost diversificat, ajungându-se la șase tipuri (MXL, XL, L, H, XH, XXH) reglementate de normele internaționale ISO și multe alte variante nestandardizate (T, AT, ATP, HTD, RPP, STS).

Existența mării varietăți de curele sincrone este rezultatul obiectivului urmărit de firmele producătoare: păstrarea/mărirea pieței de desfacere (prin extinderea domeniilor de utilizare). Atingerea acestui obiectiv a impus perfecționarea structurii curelelor, perfecționarea materialelor existente /utilizarea unor materiale noi, optimizarea geometriei curelelor și roților de curea.

¹ISO5288-82(E/F/R)-Synchronous belt drives-Vocabulary.

²DIN 7721/1-1979 Synchronriementriebe, metrische Teilung, Synchronriemen.

³STAS 12918/1-90 Transmisii sincrone prin curele. Terminologie

În Japonia de exemplu fabricarea curelelor sincrone a început în 1957 și în perioada 1975-1984 se constată o creștere continuă a producției de curele sincrone (v. Fig. 2.1) [K25].

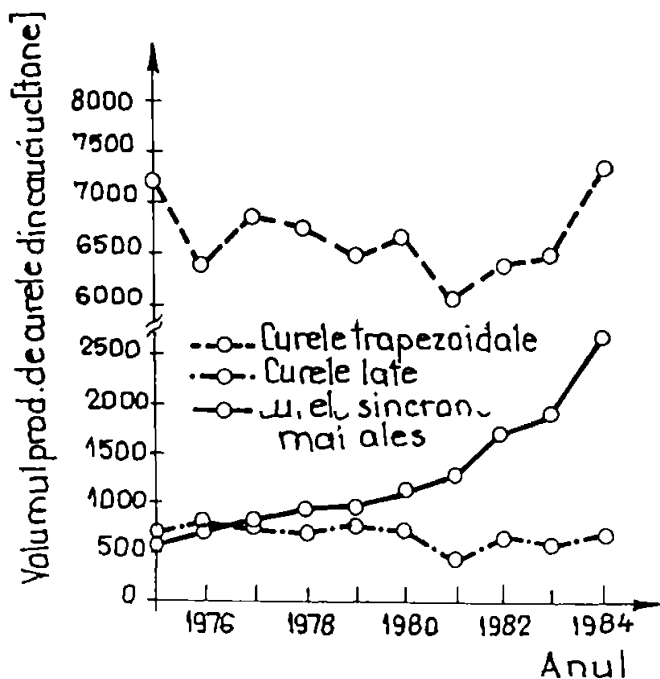


Fig. 2.1. [K25]. Evoluția producției japoneze a curelelor de cauciuc pentru transmisii de putere.

următori, dar ca urmare a extinderii aplicațiilor în alte industrii decât cea a automobilelor la care se estimează că în anul 1984 a trecut în proporție de aproape 100% de la lanțuri, la curelele sincrone pentru mecanismul de distribuție la motoarele OHC cu care sunt echipate autovehiculele pentru un număr mic și mediu de pasageri.

Principalele firme producătoare de curele sincrone și roți de curea în lume sunt:

- ◆ Uniroyal Inc., Gates Rubber Co., Dayco Corp., Goodyear Tire & Rubber Co. în S.U.A.;
- ◆ Mitsubishi Belting Ltd., Bando Chemical Ind., Ltd. Unitta Co., Tsubachimoto Chain Co. în Japonia;
- ◆ Continental Co., Mulco în Germania;
- ◆ Pirelli Transmissioni Industriali Spa. în Italia.

2.2. Structura compozită neomogenă a curelei. Materialele utilizate și caracteristicile lor mecanice.

Cureaua sincronă prezintă o structură neomogenă (compozită) (v. Fig. 2.2 a, b) alcătuită din cordajul de rezistență, corpul curelei și dinții curelei și uneori țesătură protectoare (v. Fig. 2.2 a,b).

- a) **Cordajul de rezistență** (cablaj continuu, dispus în vecinătatea stratului neutru), care determină capacitatea portantă și durabilitatea la oboseală a curelei și asigură stabilitatea dimensională a pasului acesteia. Cele mai importante caracteristici care

se impun sunt în consecință: rezistența foarte mare la tracțiune, alungire foarte redusă, flexibilitate mare și aderență perfectă față de matricea în care este înglobat.

Materialele utilizate inițial au fost fibrele naturale (bumbacul) și sârma din oțel. Slabele calități ale fibrelor din bumbac (rezistența la rupere mică 294÷ 686 MPa, respectiv alungirea la rupere mare 8%) a făcut să se renunțe definitiv la această alternativă odată cu apariția altor tipuri de materiale. Rezolvarea problemei aderenței cordajului din sârmă de

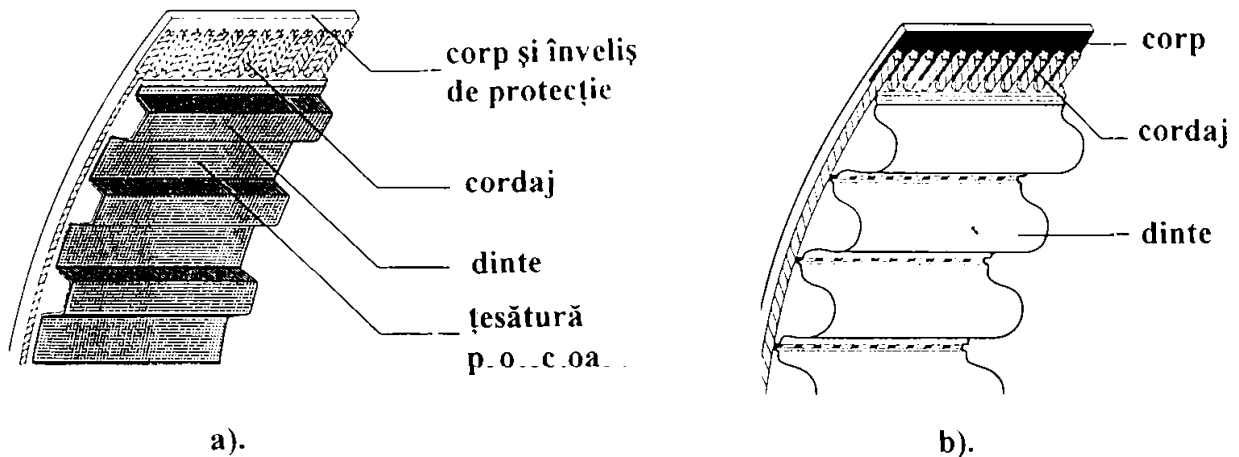


Fig. 2.2 a, b. Structura curelei sincrone.

oțel (datorită îmbunătățirii adezivilor) menține această alternativă și la produsele de ultimă oră (unele aplicații la roboții industriali impunând-o chiar). La aceste materiale s-au adăugat ulterior fibrele poliesterice, fibrele de sticlă (cu frecvența de utilizare cea mai mare) și aramidul [K25]. Cordajul din fibră de sticlă este un fir răsucit/cablat care are la bază mai multe filamente de sticlă tip E (sticlă borosilicatică) cu diametrul de $7\mu\text{m}$ STAS 12003⁴ - 81.

Aramidul (denumire comercială kevlar) este o poliamidă aromatică cu o utilizare mai mare în ultimul timp datorită:

- rezistenței mari la tracțiune și oboseală;
- calității sale de excelent amortizor de vibrații, factorul de amortizare fiind 0,015 la 87 Hz și 0,021 la 597 Hz;
- stabilitate termică deosebit de bună (proprietățile se mențin în intervalul -70°C÷+180°C);
- o stabilitate dimensională foarte bună (0,2% la 160 °C);
- rezistență mare la acțiunea agenților chimici, solvenților, combustibilului și apei sărate;
- compatibilității cu elastomerii de tip cauciuc în structuri de tip compound;
- fără coroziune;
- proprietăților dielectrice bune;
- greu inflamabil. nu se topește, se carbonizează abia de la 425 °C.

⁴STAS 12003-81 Fibre de sticlă. Clasificare

Costul mare limitează momentan utilizarea lui cu frecvență mai mare decât fibra de sticlă [K25].

Cordajul din oțel este realizat din mai multe sârme (fîre) subțiri cu diametrul sub limita de 0,04mm. Cu cât diametrul firului de sârmă este mai mic, crește rezistența la încovoiere a cordajului în ansamblu [P5]. Curelele Synchroflex și Brecoflex produse de grupul Mulco după un patent Continental pot fi realizate și cu cordaj special "E". La varianta "E" (v. Fig. 2.3b) pentru același diametru de toron din varianta normală (v. Fig. 2.3a) sunt utilizate fire mai subțiri, dar în număr mai mare, efectul fiind :

- ◆ rezistența la încovoiere și încovoiere alternativă mai mare;

- ◆ durabilitate la oboseală sporită;

- ◆ roți de curea și roți de

tensionare cu diametre mai mici (reducere cu cca. 30% a dimensiunilor radiale).

În Fig. 2.4 este prezentată comparativ dependența rezistență la rupere-alungire pentru materialele : nylon, poliester, oțel, fibră de sticlă, carbon și kevlar 29, respectiv kevlar 49, iar în Fig. 2.5 rezistența specifică la tracțiune pentru aceeași gamă de materiale. Valorile sunt



a).

b).

Fig. 2.3. Varianta normală și specială "E" de cordaj din oțel

specificate de Industrial Fibres Departement al firmei Du Pont de Nemours International S.A., pentru fire răsucite.

Proprietățile mecanice pentru fibrele din sticlă tip E, carbon și aramid [M6], sunt indicate în tabelul 1.A1 din anexa (1), iar în tabelul 2.A1 din anexa (1), câteva proprietăți mecanice comparativ pentru oțel, fibră din sticlă tip E, poliester și poliamide.

b) **Corpul și dinții curelei** (matricea) care înglobează cordajul sunt realizate din elastomeri cu duritate și elasticitate convenabile și a căror compoziție să garanteze :

- rezistență foarte bună la solicitări complexe și variabile în timp;
- stabilitate dimensională într-un interval de temperatură cât mai larg,
- rezistență mare la uzură și la acțiunea agresivă a factorilor de mediu (acizi, uleiuri, combustibil, solvenți);
- densitate mică;
- aderență foarte bună la cordajul de rezistență.
- coeficient de frecare mic.

Elastomerii utilizați frecvent sunt poliuretanul și neoprenul.

Neoprenul este un cauciuc sintetic - polimer de cloropren (policloropren)- produs de firma Du Pont de Nemours din 1931⁵ și prezentat într-o gamă largă de tipuri (solid și latex). Combinația echilibrată a proprietăților fizice, chimice și termice îi oferă un vast domeniu de utilizare. El este stabil dimensional într-un interval larg de temperatură, are însă durabilitate mică la uzură.

⁵***REVUE DES ELASTOMERES Publiée par : Du Pont de Nemours International S.A. Polymer Products Departement.Elastomers Division, Suisse.

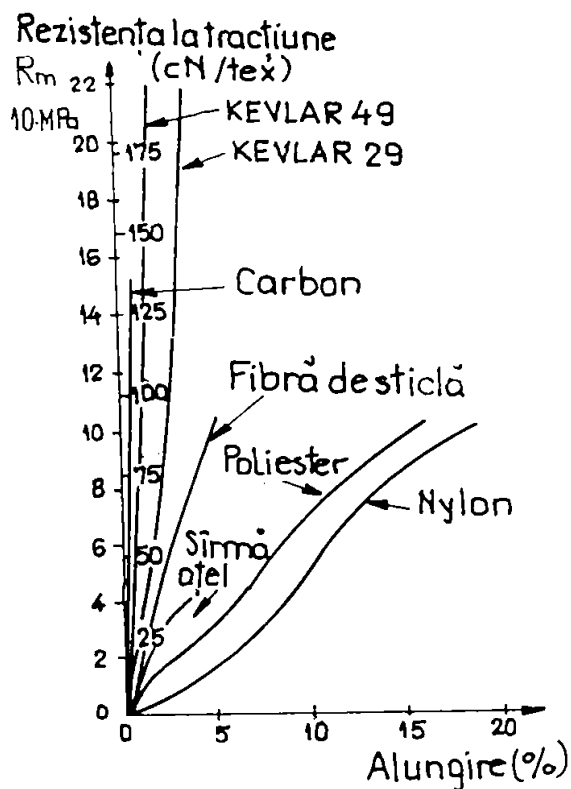


Fig. 2.4. Dependenta rezistență la rupere - alungire.

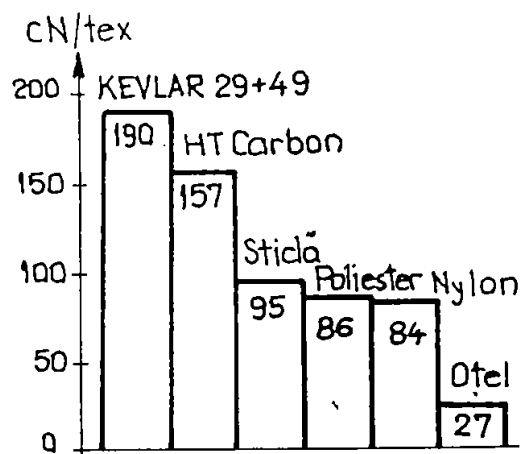


Fig. 2.5. Caracteristica rezistență specifică la tracțiune.

Poliuretanalul (cauciuc poliuretanic) comercializat din 1957 sub denumirea de ADIPREN (marcă depusă de Du Pont de Nemours), combină în mod convenabil durabilitatea la uzură, reziliența și rezistența la solicitările exterioare cu rezistență foarte bună la abraziune, radiații și temperaturi scăzute, dar prezintă stabilitate dimensională într-un interval mai mic de temperatură (în raport cu neoprenul).

În Fig. 2.6 este reprezentată histograma câmpurilor de temperatura în alternativele standard și specializate pentru funcționare la temperaturi ridicate sau scăzute (la matrice din policloropren) [D13], conform caracteristicilor prezentate de firmele PIRELLI⁶, CONTINENTAL⁷, GATES⁸ și BANDO⁹.

Analiza acestei histogramă pune în evidență extensia globală a câmpului de temperatură de la -40°C (-50°C) la $+120^{\circ}\text{C}$ față de alternativele anterioare la care extensia se situa între -25°C și $+85^{\circ}\text{C}$. Extinderea intervalului de temperatură este determinată de îmbunătățirea proprietăților materialelor utilizate în structura curelelor sincrone.

Simbolizarea elastomerului conform normelor SAE¹⁰ J200 și ASTM¹¹D-2000 cuprinde următoarele informații :

- tipul și clasa;
- duritatea în Shore A;

⁶PIRELLI ISORAN RPP. Nouvelles courroies synchrones a profil parabolique. Methode de calcul. Cat. L2362-IEFD90

⁷CONTI SYNCHROBELT Zahnriemen. Cat. WT-1925.2.90(TS).

⁸GATES. Gates Industrielle Antriebsriemen. Konstruktionsänderungen vorbehalten. Cat. E6/200054.

⁹BANDO. SUPER-TORQUE Zahnriemen STS Berechnungsunterlagen. Cat. STS-ZR-D3/87.

¹⁰SAE-Society of Automotive Engineers.

¹¹ASTM-American Society for testing materials.

- rezistența la rupere.

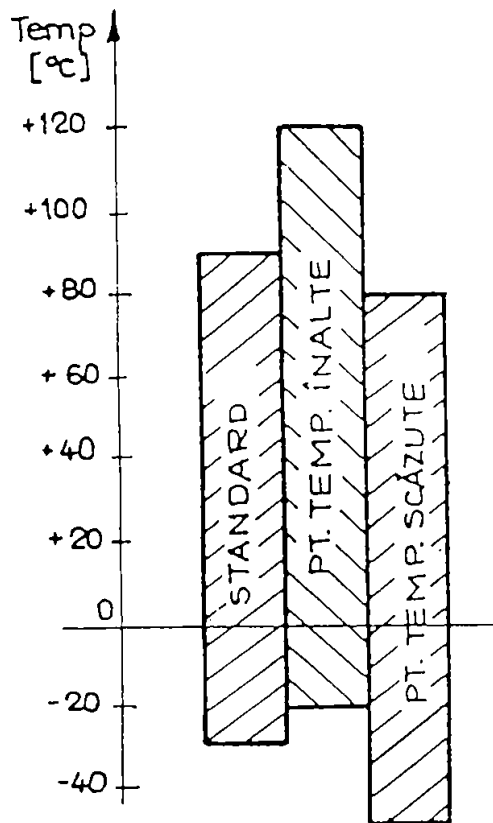


Fig. 2.6. Intervalele de temperatură pentru variantele standard și speciale.

Tipul și clasa care desemnează neoprenul (polimer de cloropren) este BC și BE, pentru adipren (polimer de NBR, poliuretan) este BG, iar pentru cauciucul natural (polyisopren, cauciuc regenerat) este AA.

Proprietățile neoprenului, poliuretanului și cauciucului natural (conform datelor firmei Du Pont¹²) sunt prezentate în tabelul 3.A1 din anexa (1).

În afară de cele două materiale de bază amintite anterior pentru corpul și dinții curelei mai poate fi utilizat și vulcolanul (material plastic cu elasticitate mare pe bază de poliuretan). El admite rază de curbare mică, funcționarea la turații foarte mari și nivel de zgomot redus. În tabelul 4.A1 din anexa (1) sunt specificate duritatea, modulul de elasticitate, alungirile pentru diversele tipuri

de vulcolan produse de firma BAYER¹³.

Pentru dependența experimentală tensiunea de întindere-deformație relativă este valabilă (ca la metale) legea lui Hooke, tensiunea de întindere fiind:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad [\text{MPa}] \quad (1.1)$$

unde : $\varepsilon = \Delta l / l$ [%]-deformația relativă

Δl [mm]-variația lungimii de tracțiune;

l [mm]-lungimea de referință / epruveta studiată la tracțiune;

E [MPa]-modulul de elasticitate.

Caracteristicile mecanice pentru diferite tipuri de vulcolan sunt indicate în tabelul 5.A1 din anexa (1).

c). Țesătura -elastică și rezistentă la uzură - din nylon (necesară numai în cazul matricei din neopren) învelește suprafețele active ale danturii. Caracteristicile acestei țesături influențează flexibilitatea (și implicit fisurarea bazei dinților prin oboseală), randamentul transmisiei și durata de viața a ansamblului roată de curea-curea.

¹²***Elastomers Guide de selection de polimer. Du Pont Departement. France

¹³***BAYER Chemiewerkstoffe. Vulkollan Berichte.

Țesătura realizată după un patent brevetat de firma PIRELLI, asigură -prin partea sa exterioară special tratată - o capacitate mare de autolubrifiere care se mărește în timpul utilizării și în consecință se poate obține :

- o foarte bună rezistență la uzură prin abraziune și creșterea rezistenței la rupere prin fisurare ;
- coeficient de frecare foarte mic ;
- randament ridicat pentru transmisie ;
- o durată de viață sporită pentru roțile de curea și cureaua sincronă .

Țesătura de nylon în varianta "DOUBLE JACKET" brevet Pirelli nr. 7400045 cu două straturi, stratul interior pentru a evita fisurile la oboseală și cel exterior proiectat pentru a rezista la abraziunea determinată de frecarea dintre roată și curea pe durata angrenării incomplete. Țesătura dublă mărește prestația curelei în medie cu 25%, în particular pentru transmisiile funcționând în condiții foarte severe (sarcină variabilă în timp, fenomene vibratorii datorate rezonanței și cupluri foarte mari). Recomandarea firmei este de a utiliza curele sincrone cu țesătura "DOUBLE JACKET" pentru transmisiile funcționând la turații sub 100 rot/min .

Având ca bază neoprenul și poliuretanalul pentru matrice în combinație cu cordajul din fibră de sticlă, sârmă de oțel și kevlar se pot obține două grupe de structuri pentru cureaua sincronă :

-neopren (dinți și corp) cu cordaj din fibră de sticlă/kevlar și țesătură de protecție din nylon.

-poliuretan (dinți și corp) cu cordaj din fibră de sticlă, kevlar sau sârmă din oțel.

2.3 Tipizarea și standardizarea geometriei curelelor și a roților de curea.

Tipodimensiunile curelelor sincrone și roților de curea sunt reglementate în cea mai mare parte de norme internaționale ISO 5296¹⁴, ISO 5294¹⁵ și interne DIN 7721/¹⁶, DIN 7721/2¹⁷ (Germania), JIS K 6372¹⁸, JIS B 1596¹⁹, JASO E 105²⁰, JASO E 106²¹ (Japonia), ANSI/RMA, IP-24²², STAS 12918/3²³ și STAS 12918/4²⁴ (România).

Pentru variantele clasice (v. Fig. 2.7), geometria curelei sincrone este determinată prin următorii parametri : pasul (p_b), lățimea (b_s), înălțimea totală (h_s), lungimea primitivă (L_p), căreia îi corespunde un număr întreg de pași (z_p). Dantura prismatică (v. Fig. 2.7) are suprafețele de flanc plane racordate la suprafețele de vârf și de fund prin razele de racordare (r_a) și (r_r), având înălțimea (h_t), grosimea la bază (S) și unghiul dintre flancuri (2β).

¹⁴ISO 5296-1978 (E) Synchronous belt drives-Belts.

¹⁵ISO 5294-1979 (E) Synchronous belt drives-Pulleys.

¹⁶DIN 7721/1-1979 Synchronriementriebe, metrische Teilung, Synchronriemen.

¹⁷DIN 7721/1-1979 Synchronriementriebe, metrische Teilung, Zahnlukenprofil für Synchronscheiben.

¹⁸JIS K 6372 -1982 Synchronous belt for general industries.

¹⁹JIS B 1596 -1986 Pulleys for synchronous belt drives, general use.

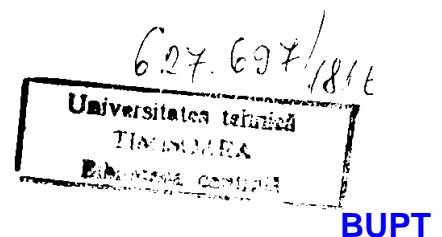
²⁰JASO E 105 -81 Dimension of synchronous belts for automotive engine.

²¹JASO E 106 -81 Dimension of synchronous pulleys for automotive engine.

²²ANSI/RMA, IP-24-1977, Synchronous belt.

²³STAS 12918/3-91 Transmisii sincrone prin curele. Curele. Dimensiuni.

²⁴STAS 12918/3-91 Transmisii sincrone prin curele. Roți de curea. Dimensiuni.



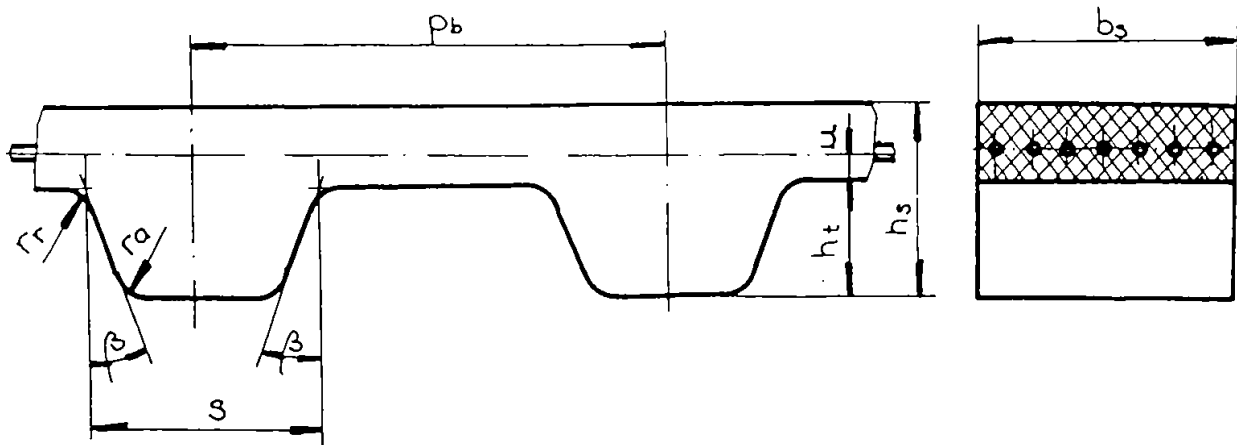


Fig. 2.7 Forma și geometria curelei sincrone, varianta clasică.

Pasul curelei sincrone este reglementat în două sisteme de dimensiuni :sistemul în inci și sistemul metric. În general pentru curelele sincrone cu dantură trapezoidală cu flanc plan (MXL, XL, L, H, XH, XXH) PASUL ESTE EXPRIMAT în inci, iar pentru cele din poliuretan (T, AT) și celelalte variante cu flanc curb tip HTD, RPP, STS, ATP (indiferent de material) pasul este exprimat în sistemul metric.

Forma dintelui curelei a evoluat de la varianta clasică trapez cu flanc plan tip (MXL, XL, L, H, XH, XXH), T, AT (v. Fig. 2.8 a,b,c) la variantele cu profil semirotund HTD (High Torque Drive) (v. Fig. 2.8 d), cu profilul parabolic RPP (Riemen mit parabolischem Profil) (v. Fig. 2.8 e), profilul trapezoidal cu flanc în arc de cerc STS (Super Torque Synchronous Belt) (v. Fig. 2.8 f, g) la varianta ATP (v. Fig. 2.8 h).

Curelele sincrone cu dinți de formă trapezoidală și pasul în inci este tipizat începând cu anul 1982 în șase variante de pas MXL, XL, L, H, XH, XXH și au geometria și dimensiunile reglementate de ISO 5296-1978 și ADDITIF 1-1982 (pentru profilul MXL) și începând cu anul 1991 și de STAS 12918/3 .Dimensiunile danturii, lățimea și înălțimea curelei conform normativelor specificate anterior sunt indicate în tabelul 1.A2 din anexa (2).

Roțile de curea au dantura generată astfel ca în procesul de angrenare cu dinții conjugăți ai curelei, să se asigure un joc de flanc pozitiv (v. Fig. 2.9 a,b). Jocul la fund devine practic nul pentru roți cu numărul de dinți $z \leq 20$ dinți (v. Fig. 2.9 a).

Geometria roții de curea este tipizată prin norma ISO 5294 / STAS 12918/4 și golurile pot fi executate cu flanc evolventic sau cu flanc plan (varianta cu frecvența de utilizare cea mai mare).

Profilul STS derivă tot din cel trapezoidal, flancul fiind însă o suprafață curbă (este un profil de curele sincrone pentru puteri mari). Flancurile dintelui curelei și ale dintelui roții se racordează prin arce de cerc (pentru ambele flancuri centrul razei arcului de cerc se află pe axa neutră (cercul primitiv) v. Fig. 2.10 a pentru roată și Fig. 2.10 b pentru curea [K13]). Față de cunoscuta formă trapezoidală, geometria dintelui în arc de cerc, crește volumul dintelui și cu aceasta suprafața de contact dintre dintele curelei și cel al roții crește considerabil. Raportul favorabil dintre profilul dintelui și pas la varianta SUPER TORQUE S8M comparativ cu varianta de curea tip H este ilustrat în Fig. 2.11 [K13].

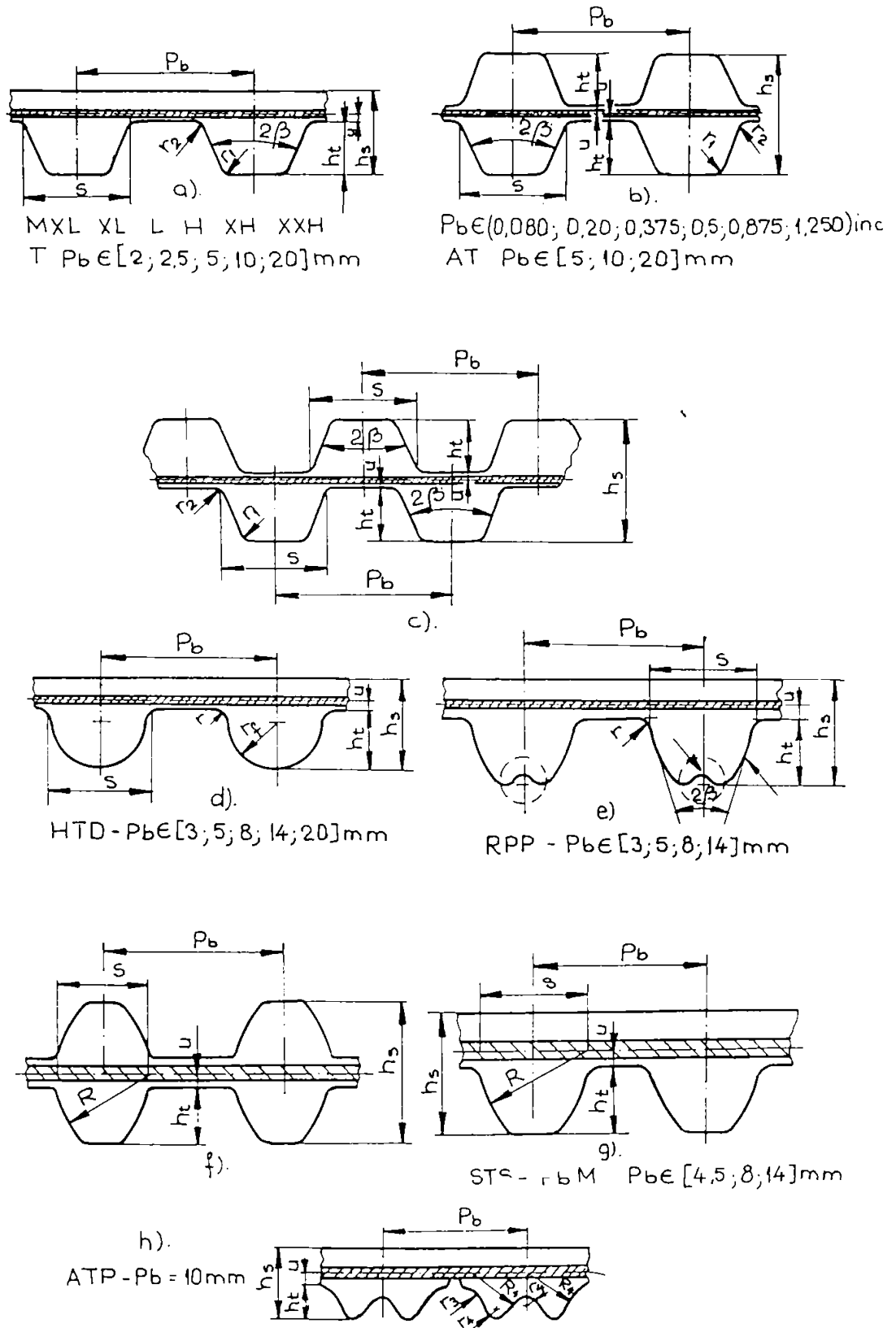


Fig. 2.8. Tipuri de curele sincrone.

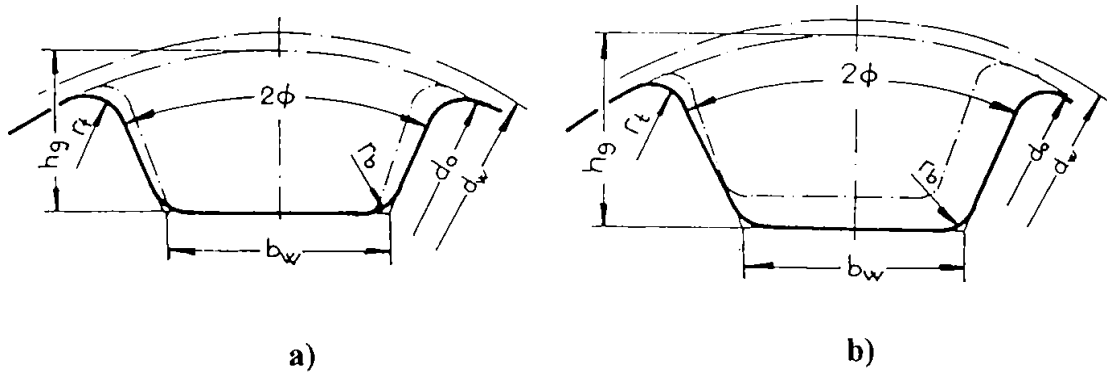


Fig. 2.9. Forma locașului la roata de curea: a). fără b). cu joc la fund.

Dacă roata de curea (pentru profilul STS) are geometria prezentată în Fig. 2.12 a

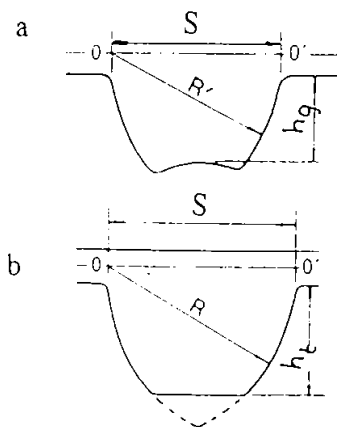


Fig. 2.10.[K13]. Geometria a). locașului din roțile de curea b). dintelui curelei STS

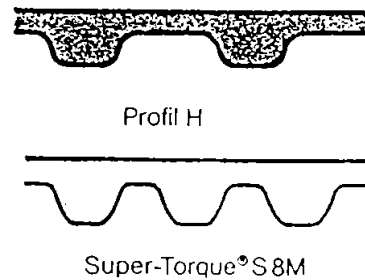


Fig. 2.11. [K13]. Curelele sincrone tip H și STS 8M.

[K13] contactul dintre dintele curelei și al roții se realizează numai pe flancul lateral. În cazul variantei din Fig. 2.12 b, când jocul de fund este nul, se asigură o mai bună distribuție a sarcinii pe dinte, se evită fisurarea dintelui la bază și deformarea dintelui este minimă. Izocromatele (v. Fig. 2.13 a,b) pun în evidență o stare de tensiune în dinte mult mai favorabilă la profilul STS față de H.

Cureaua sincronă cu dinți de profil semirotond HTD a fost realizată în 1970 pe baza unui patent Uniroyal Power Grip îmbunătățit de firma GATES, care a realizat în 1993 alternativa POLY CHAIN GT o alternativă practică și mai eficientă ca și cost decât cea cu lanț. Locașul din roata de curea și el de formă semirotondă asigură un contact sporit între dinții celor două elemente în contact cu joc de flanc unilateral, jocul la fund fiind practic anulat (v. Fig. 2.14 b) în timp ce pentru dintele trapezoidal și jocul de fund și cel de flanc sunt mai mari decât zero. Studiile de fotoelasticimetrie [H2] au permis punerea în evidență a stării de tensiune generată în dintele curelei de încărcarea pe care acesta trebuie să-o preia (v. Fig. 2.14 c,d) și ordinul izocromatelor (v. Fig. 2.14 e,f).

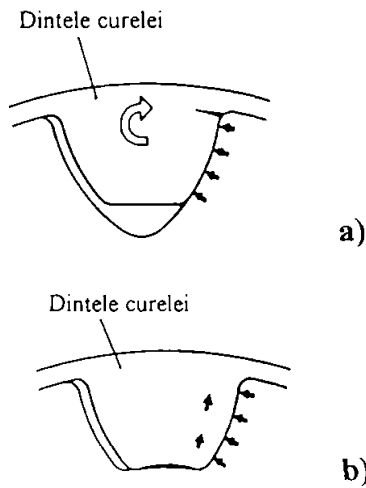


Fig. 2.12. [K13]. Geometria locașului din roata de curea : a) fără, b) cu sprijinirea la bază a dintelui curelei.

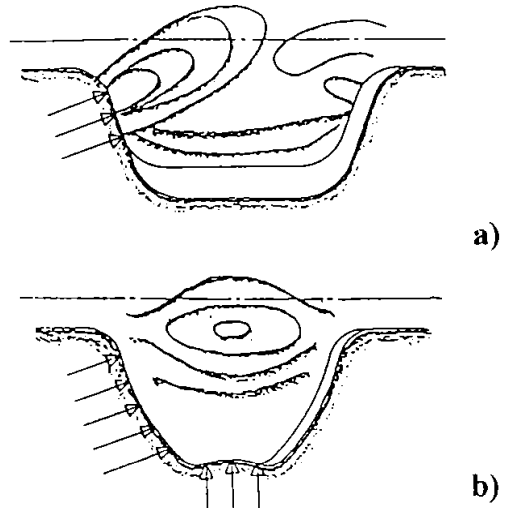


Fig. 2.13. [K13]. Starea de tensiune în dintele curelei sincrone : a).H, b). STS 8M.

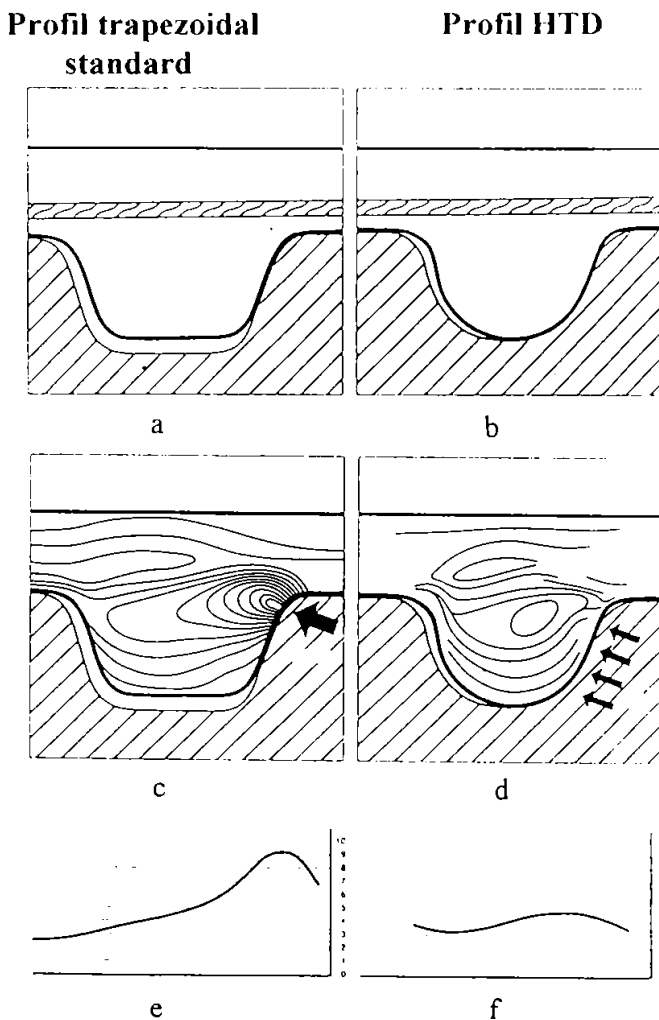


Fig. 2.14. Forma locașului din roata de curea, starea de tensiune din dinte pentru profilul trapezoidal și HTD.

Comparând cele două repartiții ale tensiunilor rezultă că pentru profilul HTD starea de tensiune este mai bună pentru profilul HTD.

Mărirea suprafeței de contact și a dimensiunilor dintelui (puse în evidență de Fig. 2.14a,b) explică sporirea capacității portante cu cca. 30% și ca urmare diminuarea greutateii acționării cu cca. 50%.

Gama de curele sincrone cu profil parabolic pentru flancul dintelui (RPP) brevetat de firma Pirelli apare ca răspuns la problemele generate de necesitatea realizării unui transfer energetic de intensitate mare, dar cu gabarit și greutate minime pentru transmisie. Această restricție are drept consecință solicitări dinamice ridicate aplicate curelelor ce angrenează cu roți de curea din ce în ce mai mici, fenomene de ieșire a dinților de pe roată, fisurarea dinților la bază și nivel sporit de zgomot în funcționare. **DE CE PARABOLA ?** - pentru că față de profilul tradițional are un unghi de presiune 2β care nu este constant ci

crește de la baza (unde $2\beta = 32^\circ$) către vârful dintelui (v. Fig. 2.15) [S4]. Față de celelalte sisteme (profil MXL, XL, L, H, XH, XXH, T) această caracteristică permite utilizarea unor dinți mai înalți păstrând același pas. Forma parabolică și înălțimea sporită a dintelui determină mărirea rezistenței la forfecare a dinților și creșterea intensității transferului energetic.

Renura de la capul dintelui (v. Fig. 2.15) provoacă la funcționarea în sarcină prin micșorarea locală a rigidității, o deformare a capului de dinte care are drept consecință reducerea nivelului de zgomot și a uzurii datorate impactului (interferența la intarea în angrenare).

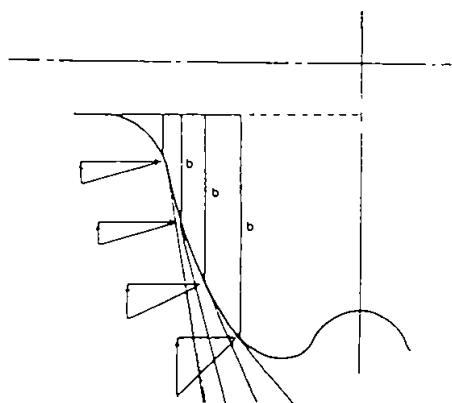


Fig. 2.15. Forma flancului curelei sincrone RPP.

Concluziile care pot fi trase ca urmare a analizei geometriei dinților la grupele de profilele (MXL, XL, L, H, XH, XXH), RPP ($p_b \in \{3; 5; 8; 14\}$ mm), HTD ($p_b \in \{3; 5; 8; 14; 20\}$ mm), STS ($p_b \in \{4,5; 8; 14\}$ mm) sunt:

- valorile relative ale grosimii (S/p_b) și înălțimii (h_t/p_b) dintelui, pentru cele patru grupe de profile analizate (v. Tabelul 2.1) arată că profilele MXL, XL, L, H, XH, XXH au cele mai mici valori relative pentru grosimea și înălțimea dintelui, cele mai mari fiind la profilul HTD, celelalte două RPP respectiv STS, situându-se și ele foarte aproape de acestea. În consecință dintele este mult mai robust și ca urmare a creșterii suprafeței de contact cu dintele roții de curea pot prelua o

sarcină sporită pentru aceeași lățime a curelei sincrone (v. Fig. 2.16).

Valorile relative ale grosimii (S/p_b) și înălțimii (h_t/p_b) dintelui. Tabelul 2.1.

Raportul Tip profil	h_t / p_b -	S / p_b -	Raportul Tip profil	h_t / p_b -	S / p_b -
MXL	0,251	0,561	HTD - 3M	0,400	0,800
XL	0,250	0,506	HTD - 5M	0,420	0,760
L	0,200	0,488	HTD - 8M	0,425	0,700
H	0,180	0,482	HTD - 14M	0,435	0,714
XH	0,286	0,566	HTD - 20M	0,420	0,660
XXH	0,300	0,600	STS - 4,5M	0,380	0,651
RPP 3	0,383	0,650	STS - 8 M	0,381	0,650
RPP 5	0,390	0,660	STS - 14 M	0,378	0,650
RPP 8	0,400	0,685			
RPP 14	0,428	0,678			

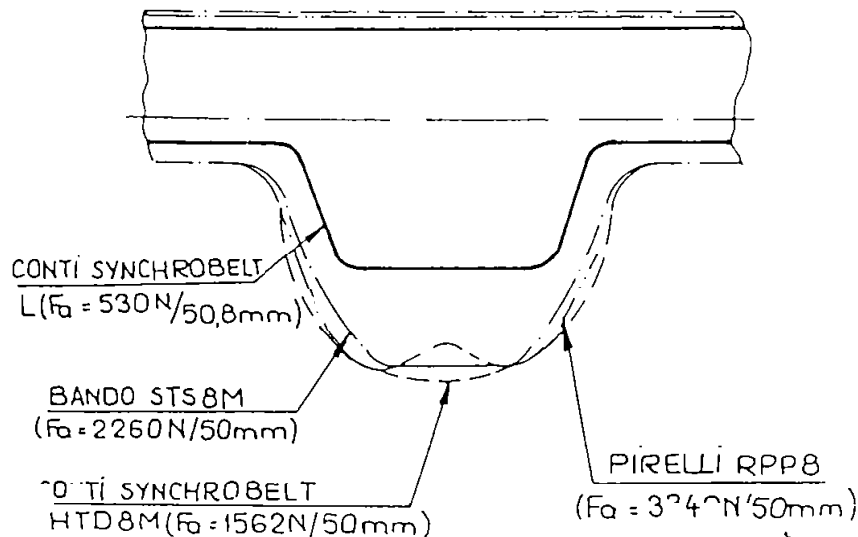


Fig. 2.16. Forma și dimensiunile curelelor sincrone tip L, STS 8M, HTD 8M, RPP 8.

• Dacă se compară mărimea sarcinilor admisibile pentru cazul particular prezentat în Fig. 2.16 rezultă că profilul L poate prelua o sarcină mai mică cu de 2.9 până la de 6.3 ori decât la celelalte cu care este comparat.

• Profilul HTD (v. Fig. 2.16; Fig. 2.17; Tabelul 2.1) reprezintă varianta cea mai robustă.

• Profilul STS are geometria dintelui cea mai omogenă (din punctul de vedere al asemănării geometrice), la el menținându-se constantă valoarea mărimilor relative (h_t/p_b) și (S/p_b), pentru toți pașii (o condiție de bază a similitudinii geometrice!).

• La profilele HTD, STS, RPP grosimea dintelui la bază reprezintă între 65% și 80% din mărimea pasului de bază, fapt care conduce evident la subțierea dintelui roții de curea. Datorită diferenței mari dintre modulele de elasticitate ale roții de curea și curea acest aspect nu afectează rigiditatea roții.

Curelele sincrone cu dantură trapezoidală, cu flanc plan și pasul în sistem metric au fost dezvoltate de grupul Mulco în următoarea succesiune T (1964), AT (1980) și ATP (1993), toate cu structură poliuretan (pentru matrice) și cordaj din oțel. Geometria profilului T și AT este definită prin normele DIN 7721/1 pentru cureaua sincronă, respectiv DIN 7721/2 pentru roțile de curea.

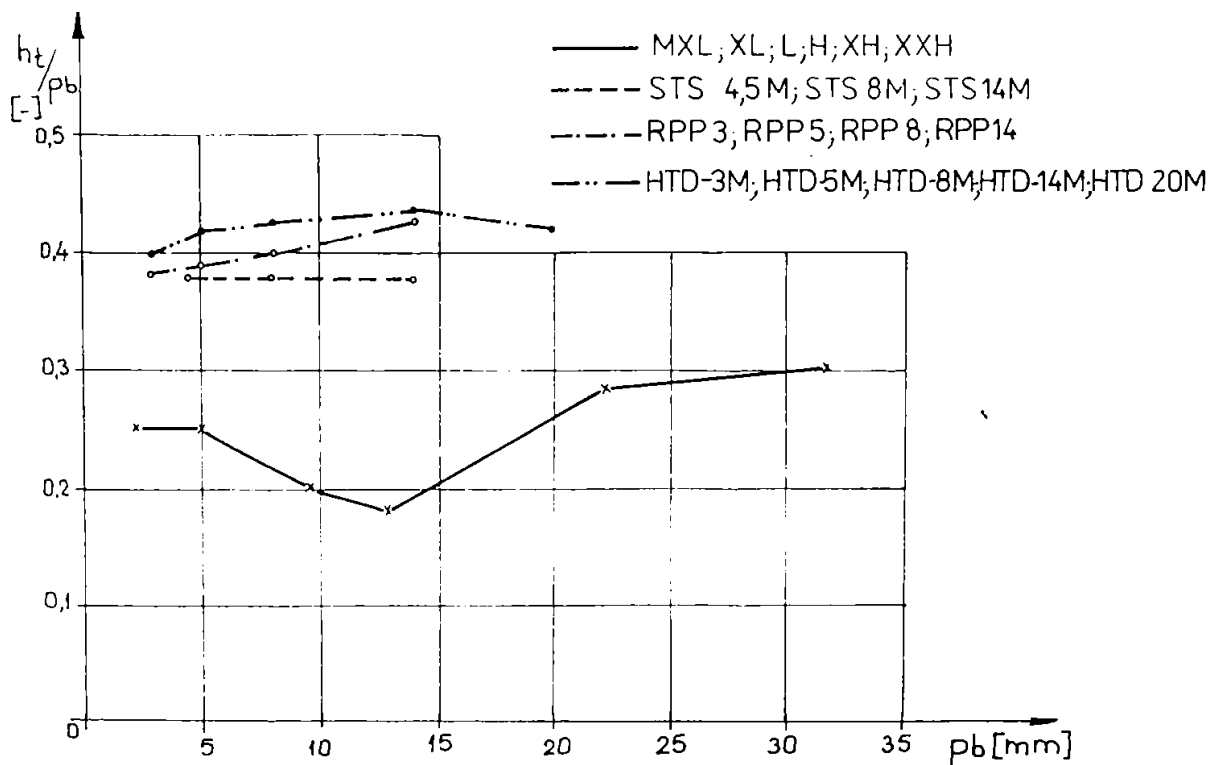
Varianta AT prezintă o consolidare a bazei dintelui ca urmare a creșterii raportului S/p_b de la 0,53 la 0,73 (v. Tabelul 2.2) și o mărire a suprafeței active a flancului determinată de creșterea unghiului flancurilor de la $2\beta=40^\circ$ la $2\beta=50^\circ$ (AT), cu păstrarea constantă a mărimii relative h_t/p_b .

Valorile relative ale grosimii (S/p_b) și a înălțimii (h_t/p_b)

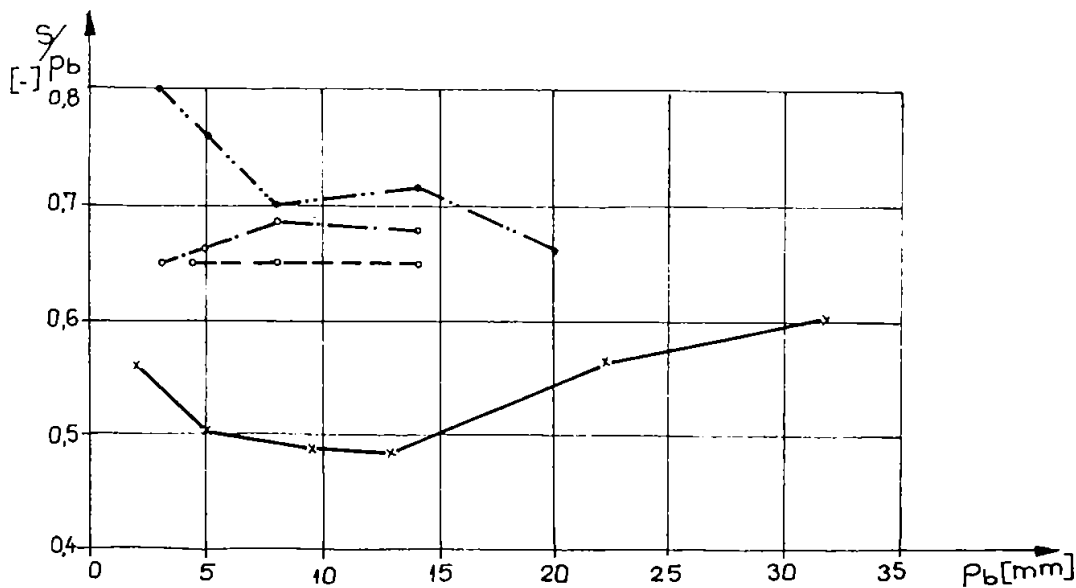
Tabelul 2.2.

Tip profil \ Raportul	T 5	AT 5	T 10	AT 10	T 20	AT 20
$h_t / p_b [-]$	0,240	0,240	0,250	0,250	0,250	0,250
$S / p_b [-]$	0,530	0,724	0,530	0,733	0,507	0,733

Mărimile relative a dinților pentru cele trei grupe de curele sincrone cu dinți trapezoidali și flanc plan (MXL, XL, L, H, XH, XXH), (T), (AT) este prezentată în Fig. 2.19 a, b, c.



a).



b).

Fig. 2.17.

Variația mărimilor relative înălțime și grosime dinte.

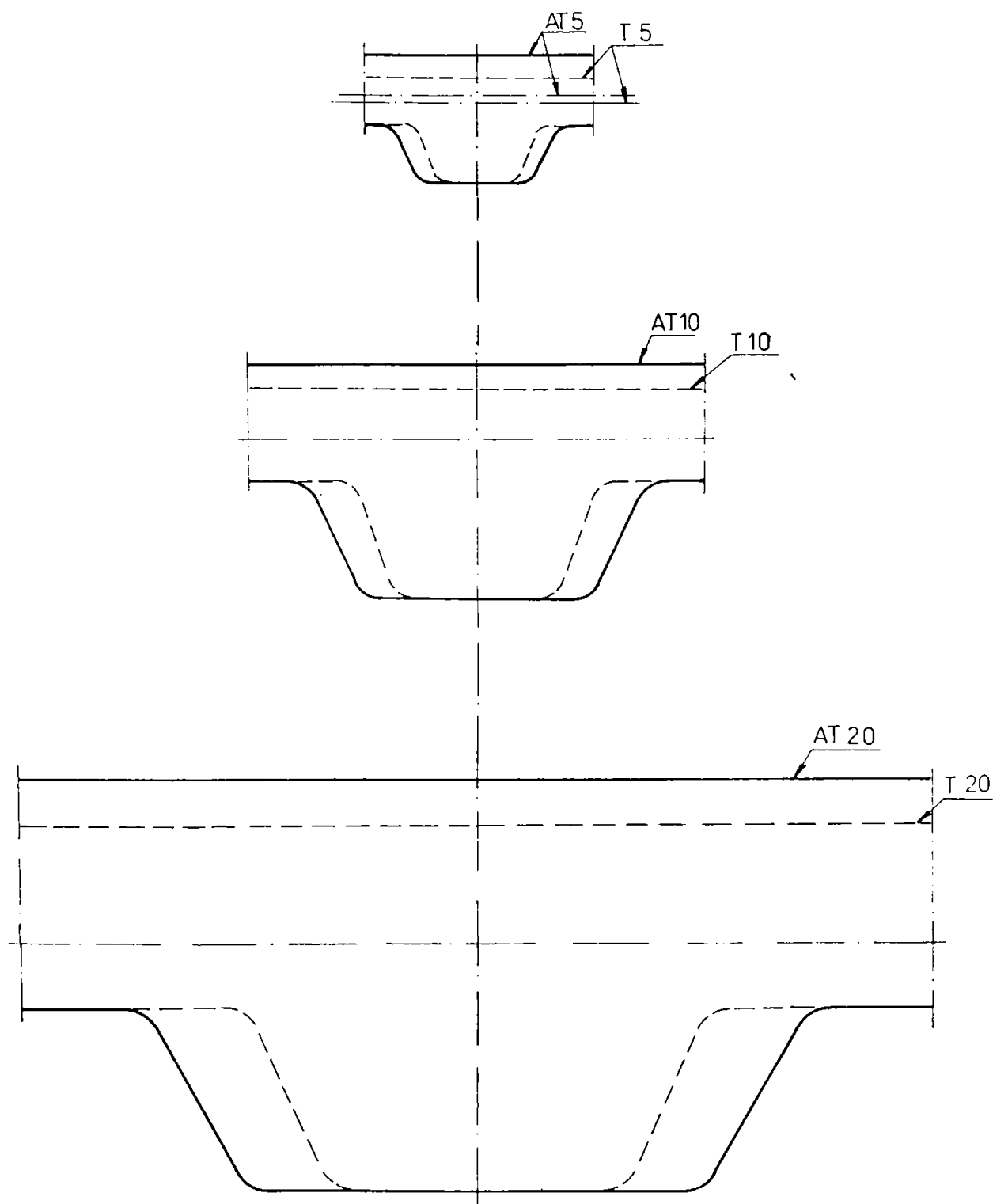


Fig. 2.18.
Modificările operate la profilul AT față de profilul T.

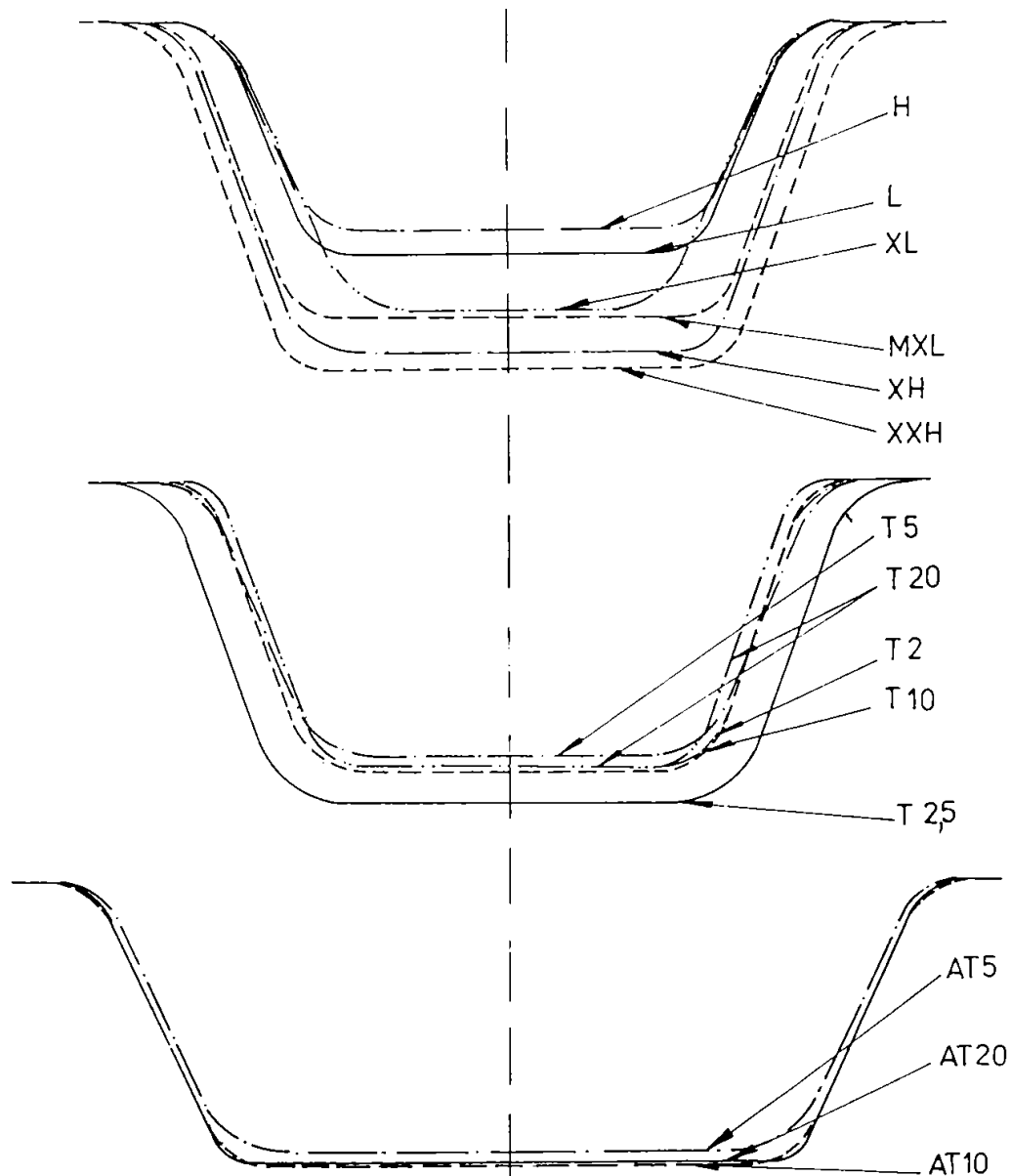


Fig. 2.19. Mărimea relativă a dinților pentru profilele cu flanc plan.

Profilul ATP (v. Fig. 2.20) are dintele segmentat în două de o renură mult mai adâncă decât cea de la profilul RPP Pirelli, iar flancurile laterale sunt sub forma de arc de cerc cu razele R_1 și R_2 având centrul chiar pe axa cordajului. Această modificare asigură o corelare corespunzătoare între rigiditățile curelei și a dinților cu cea la torsiune a sistemului transmisiei. De asemenea suprafața activă a flancului este sporită cu cca. 70% față de profilul T (v. Fig. 2.21), realizându-se astfel o distribuție a sarcinii pe o suprafață mai mare de dinte și ca urmare o repartizare mai uniformă a tensiunilor în dinte (v. Fig. 2.22) și o preluare optimă a forțelor de către cordaj.

Curelele sincrone pot fi prevăzute cu dantură numai pe intrados (v. Fig. 1.7 a, d, e, g, h) sau și pe extradados (v. Fig. 2.8. b, f cu dantura suprapusă, respectiv Fig. 2.8. c cu dantura decalată cu jumătate de pas față de dantura de pe intrados).

În cazul curelelor sincrone de tip T și AT utilizate ca benzi transportoare pot fi prevăzute cu proeminențe de diverse forme (v. Fig. 2.23a, b) plasate pe extradados.

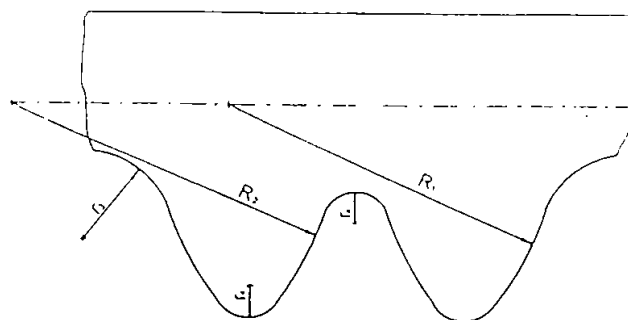


Fig. 2.20. [K16]. Geometria profilului ATP.

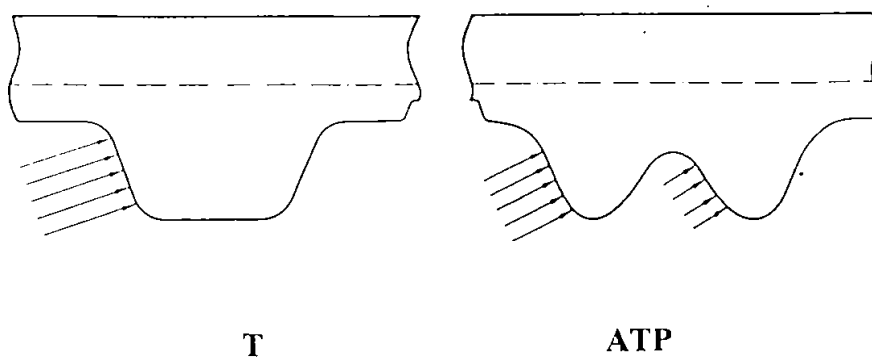


Fig. 2.21. Distribuția sarcinii pe dintele curelei T și ATP.

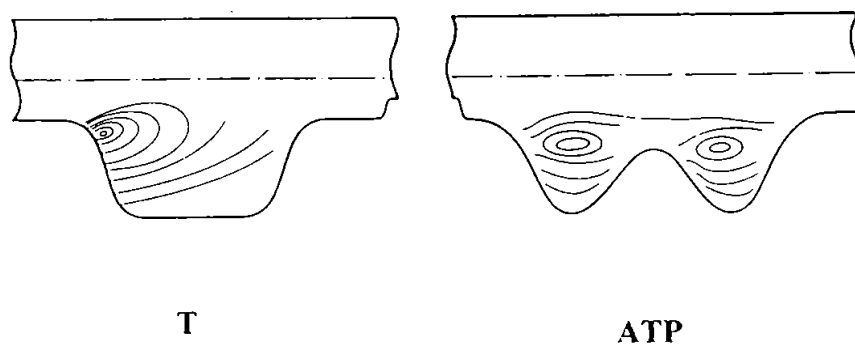


Fig. 2.22. Starea de tensiune în dintele curelei T și ATP.

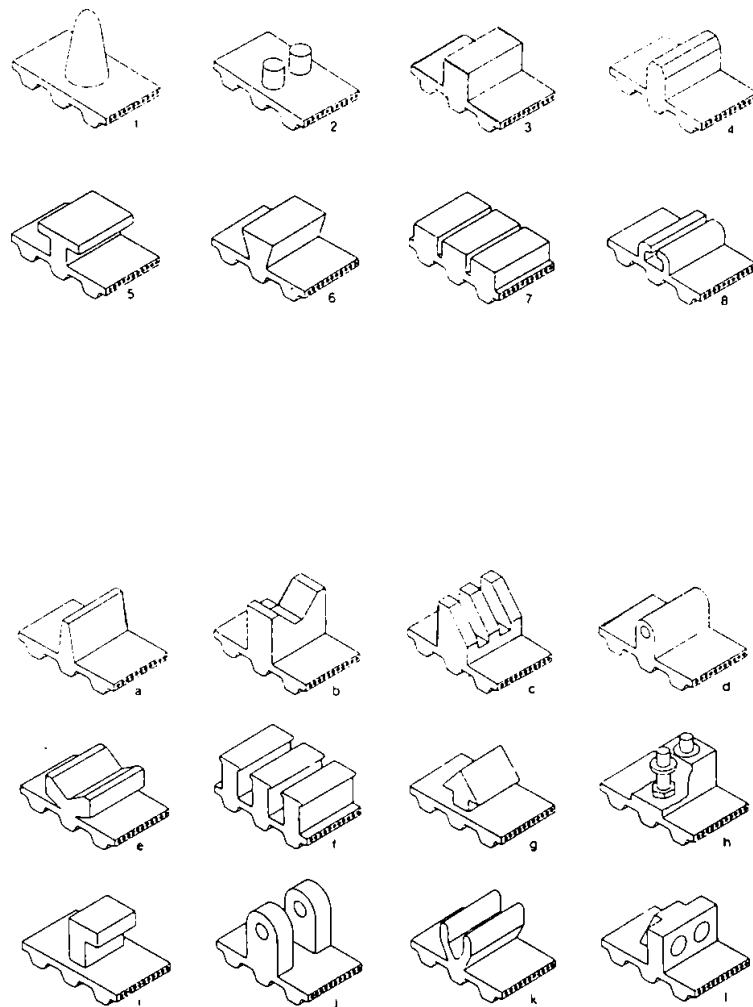


Fig. 2.23. Tipurile de profile de pe extradadosul curelelor sincrone.

2.4. Tehnologia de fabricare a curelei sincrone și a roților de curea.

2.4.1. Procesul tehnologic de fabricare a curelei sincrone.

Cureaua sincronă (în varianta fără fine pentru seriile de lungimi primitive $\{L_p\}$ tipizate), indiferent de structură se obține ca urmare a unui proces tehnologic de fabricație desfășurat în două etape. În prima etapă se fabrică cureaua sincronă sub formă de manșon având lățimea $b_m \leq 250$ mm din care, în etapa a doua se debitează la lățimile tipizate dorite.

Pentru obținerea manșonului sunt necesare matrice particularizate pentru fiecare tipodimensiune de curea, ceea ce înseamnă un număr foarte mare de matrice.

Procesul tehnologic de fabricare a manșonului este particularizat în funcție de varianta de structură a curelei.

a) În cazul structurii: matrice din neopren, cordaj din fibră de sticlă și țesătură de protecție din nylon, (v. Fig. 2.2a), procesul tehnologic cuprinde următoarele operații:

- ♦ înfășurarea țesăturii din nylon în jurul matriței interioare;
- ♦ înfășurarea după o elice (cu pas și pretensionare prescrise) a cordajului de rezistență pe matriță, peste țesătura de nylon. Întrucât pasul de înfășurare și diametul cordajului determină capacitatea portantă a curelei, iar valoarea forței de pretensionare la înfășurare asigură curelei un anumit pas de fabricație, valorile acestor parametri sunt prescrise de firma producătoare.

- ♦ înfășurarea unei folii subțiri de cauciuc neoprenic peste straturile existente deja în matriță;

- ♦ montarea matriței exterioare, urmată de vulcanizarea într-un recipient la înaltă presiune;

- ♦ folia plastifiată - ca urmare a presiunii și temperaturii ridicate curge printre cordaj și împinge țesătura în canalul dinților, iar aceștia se formează pe măsură ce cauciucul aderă la țesătura de nylon;

- ♦ deschiderea matriței și extragerea axială a manșonului.

b) La varianta de structură : matrice poliuretan, cordaj din sârmă de oțel (v. Fig. 2.2 b), procesul tehnologic de fabricație a manșonului este mai simplu, ca urmare a lipsei țesăturii de protecție și a faptului că prepolimerul utilizat este lichid. În acest caz corpul poate lua orice formă și permite automatizarea fabricării mai ușor decât la varianta cu matrice din neopren. Operațiile procesului tehnologic de fabricație în acest caz sunt:

- ♦ înfășurarea elicoidală a cordajului de rezistență, cu pas și pretensionare prescrisă de firma producătoare;

- ♦ montarea matriței exterioare peste matrița interioară;

- ♦ turnarea prepolimerului în spațiul dintre matrițe;

- ♦ vulcanizarea pentru obținerea formei finale a curelei;

- ♦ deschiderea matriței și extragerea axială a manșonului.

Prin prelucrarea corespunzătoare a suprafeței interioare din matrița exterioară, pot fi obținute curelele din poliuretan cu extradadosul prevăzut cu diferite forme (v. Fig. 2.23).

2.4.2. Procesul tehnologic de fabricare a roților de curea.

Procesul tehnologic de fabricare a roților de curea este particularizat în funcție de tipul de material utilizat : oțel cu conținut scăzut de carbon, fonta (pentru aplicațiile din industria generală), pulberile metalice (pentru motoare), aliajele aluminiului (roboți industriali, automate pentru birotică), și material plastic (aplicații în tehnica de calcul, automate pentru birotică). Materialelor specificate anterior li se aplică următoarele procedee de prelucrare pentru generarea danturii:

- ♦ danturare cu freză melc (oțel, fontă, aluminiu (uneori));

- ♦ sinterizare (pulberi);

- ♦ injectare (materiale plastice);

- ♦ turnare de precizie (aluminiu).

Procedeele tehnologice de fabricare a roților de curea permit automatizarea și organizarea în sisteme de fabricație flexibilă.

2.5. Performanțele funcționale și domeniile de utilizare pentru transmisiile prin curele sincrone.

2.5.1. Performanțele funcționale.

Evoluția în timp a formelor profilului de dinte, îmbunătățirea calității materialelor utilizate și apariția unor materiale noi au condus la îmbunătățirea performanțelor transmisiei prin curele sincrone asigurând astfel:

- transfer energetic până la puteri $P_{max}=1000$ kW. În Fig. 2.24a este exemplificat nivelul maxim de putere admis de profilele trapezoidal (MXL, XL, L, H, XH, XXH), HTD, RPP, STS având aceeași structură (matrice-neopren, cordaj-fibră de sticlă, țesătură protectoare -nylon).

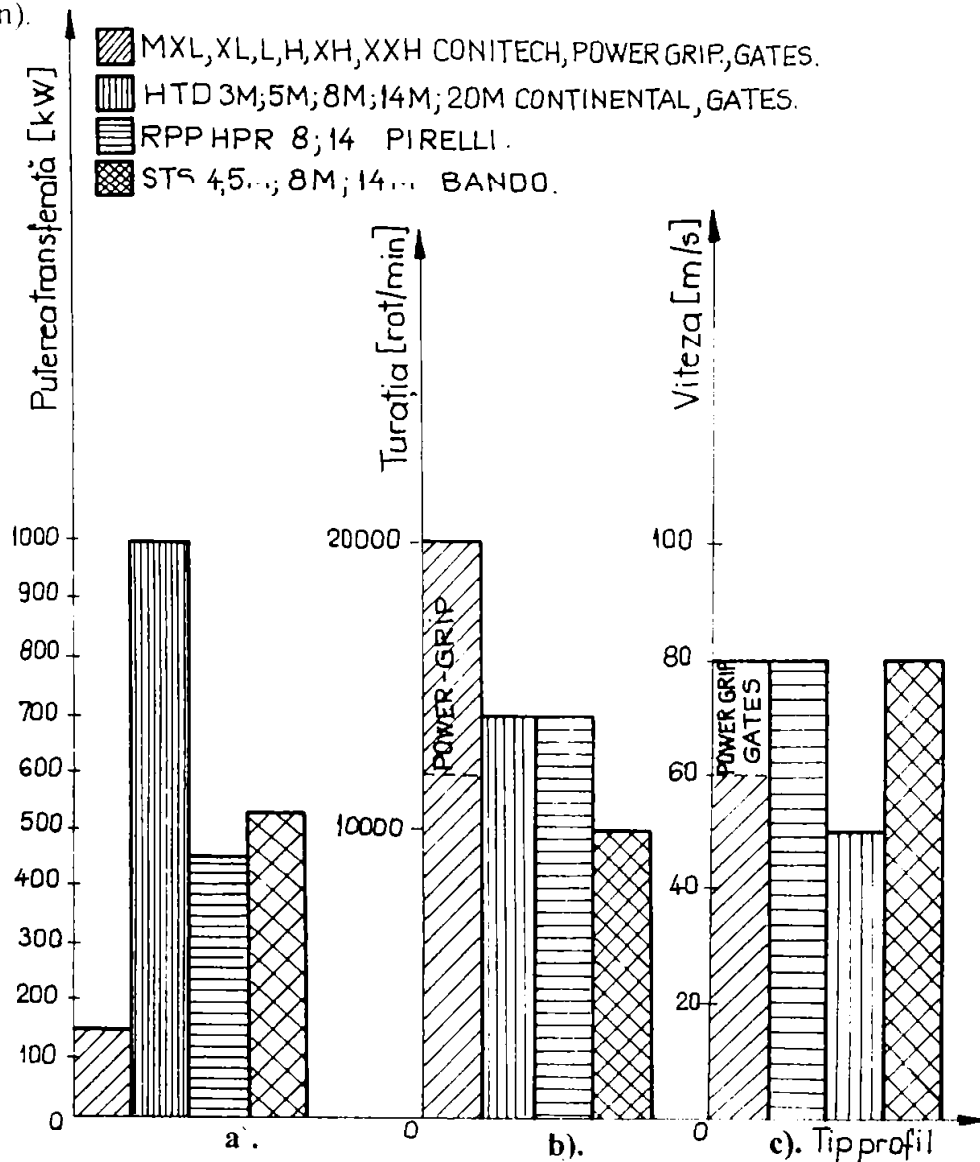


Fig. 2.24. Parametrii putere transferată, turație și viteză pentru profilele (MXL, XL, L, H, XH, XXH), HTD, RPP, STS.





- funcționarea la turația maximă $n_{max}=20000$ rot/min. În Fig. 2.24 b este exemplificat nivelul maxim de turație (pentru aceleași condiții precizate la putere).

- viteza $v_{max}=80$ m/s. Vitezele limită pentru aceleași profile de comparat sunt prezentate în Fig. 2.24c.

- intervalul de temperatură pentru varianta de fabricație standard $T \in [-40; +105]^{\circ}C$. (v. Fig. 2.25).

- randamentul $\eta = 98\%$.

Performanțele funcționale pentru curelele sincrone cu dinți trapezoidali, pas metric (AT) și structura în varianta standard (matrice - poliuretan, cordaj - oțel) conform datelor din catalogul Synchroflex al firmei Mulco sunt :

-  MXL, XL, L, H, XH, XXH Conitech, Power Grip, Gates.
-  HTD 3M; 5M; 8M; 14M; 20M Continental, Gates
-  RPP HPR 8; 14 Pirelli
-  STS 4.5M; 8M; 14M Bando.

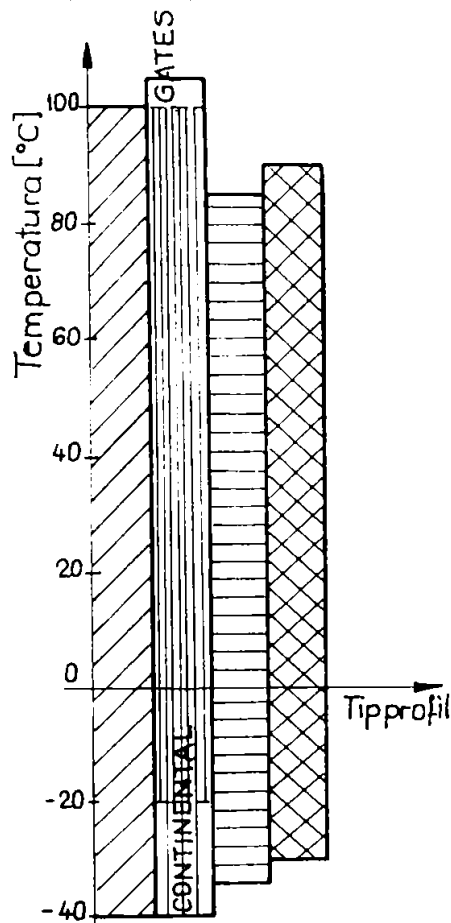


Fig. 2.25. Intervaile de temperatură pentru variantele de fabricație standard pentru profilele (MXL, XL, L, H, XH, XXH), HTD, RPP, STS.

- puterea transmisă $P_{max} = 200kW$;
- turația maximă $n_{max} = 10000$ rot/min;
- randamentul $\eta \approx 98\%$;
- intervalul de temperatură pentru varianta de fabricație standard $T \in [-30; +80]^{\circ}C$, (temporar până la $+120^{\circ}C$).

Pentru această categorie de curele sincrone sporirea secțiunii transversale a dintelui corelată cu consolidarea cordajului și buna aderență dintre cele două materiale (cordaj /matrice) duc la:

- ◇ creșterea intensității fluxului energetic transferat cu cca. 100% până la 200% față de varianta T (v. Fig. 2.26 a), la o alungire practic neglijabilă și cu o deformare minimă a dintelui;
- ◇ repartizarea favorabilă a forțelor pe dinte și un nivel redus de zgomot;
- ◇ menținerea la același nivel a turațiilor și vitezelor limită (v. Fig. 2.26 b,c) la ambele variante (A, AT);
- ◇ menținerea diametrului primitiv la profilele T5 și AT5 și o creștere a acestuia cu cca. 20% ÷ 25% la celelalte două mărimi (v. Fig.2.26 d).

Această modificare justificată de limitare a gradului de curbare la valori mai mari ca urmare a sporirii

intensității fluxului energetic transferat, păstrând însă practic constanți parametri turație și viteză, în situația asigurării unei durabilități la oboseală convenabilă.

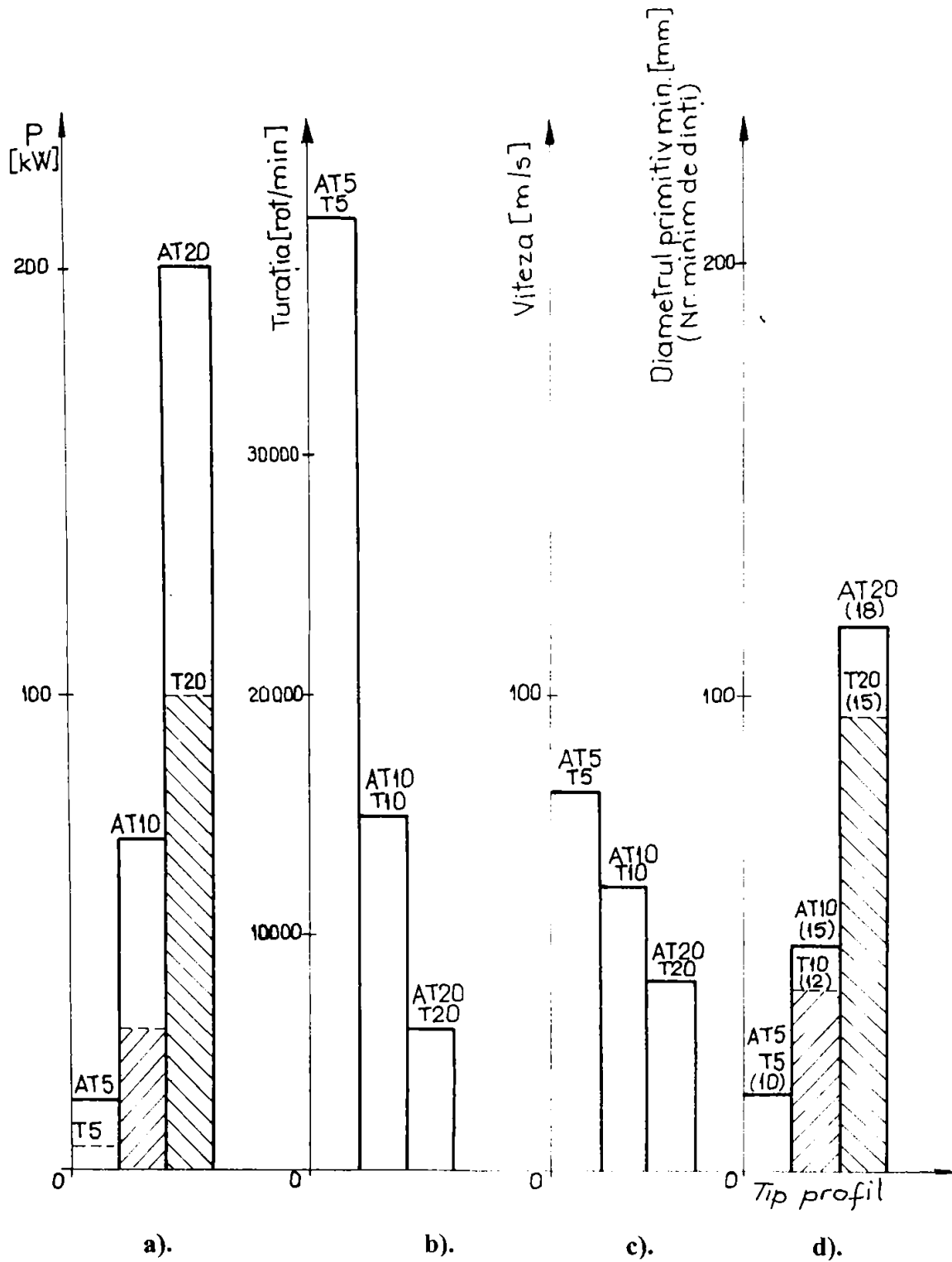


Fig. 2.26.

Parametrii putere transferată, turație, viteză și temperatură pentru profilele T, AT.

2.5.2. Parametrii pentru aprecierea performanțelor și evaluarea transmisiilor cu element de tip curea .

Parametrii pentru aprecierea performanțelor și evaluarea transmisiilor cu element intermediar de tip curea (lată, trapezoidală, sincronă) sunt : puterea transferată, viteza periferică (turația), sarcina pe arbore (determinată de transmisie), gabaritul și legat de acesta raportul masă / putere [K28]. De asemenea importanță tot mai mare are comportarea în timpul funcționării și costurile de achiziție, întreținere și reparații.

Parametrii pentru evaluarea transmisiilor cu element intermediar de tip curea

Tabelul 2.3.

Parametrul (Mărimea maximă)	Curea sincronă	Curea lată	Curea trapezoidală	Curea trap. multiplă
0	1	2	3	4
Transferul energetic	prin formă (angrenare)	prin contact forțat (cu frecare)	prin contact, forțat (cu frec.)	prin contact forțat (cu frec.)
Puterea transferată kW	1000	5000	3000	1000
Turația rot/min	20000	30000	10000	12500
Viteza m/s	80	80	50	60
Frecvența flexiunilor Hz	200	>200	100	200
Criteriul pentru aprecierea suprasarcinii	saltul peste dinți	alunecarea	alunecarea	alunecarea
Funcționarea sincronă	da	nu	nu	nu
Forța ce încarcă arborele N	$1,1 \times F_t$	$(1,1 \dots 1,8) \times F_t$	$1,3 \times F_t$	$1,3 \times F_t$
Randament %	98	98	95	96
Raportul de transmitere	10	12	12	35
Domeniul de temperaturi °C	-35...+100	-50...+100	-35...+80	-35...+80
Cursa pentru pretensionare mm ²⁵	$0,005 \times L_p$	$0,01 \times L_p + 0,003 \times$ $\times (d_{w1} + d_{w2})$	$0,03 \times L_p$	$0,03 \times L_p$
Cursa de reglare montaj mm ²⁵	$(1 \dots 2,5) \times p_b$	$(0,005 \dots 0,016) \times L_p$	$0,015 \times L_p$	$0,015 \times L_p$

Analizând valorile parametrilor de comparație pentru transmisiile prin curele sincrone, curele late, curele trapezoidale și curele trapezoidale multiple prezentate în tabelul 2.3 [K28] și VDI 2758²⁶ rezultă că în foarte multe situații transmisia prin curea sincronă constituie soluția optimă.

Datorită transmiterii prin formă a fluxului energetic, a masei distribuite foarte reduse și a costului scăzut, transmisia prin curele sincrone înlocuiește în tehnica transmisiilor liniare, transmisiile cu lanț puternic încărcate și cele pe bază de cuplă elicoidală șurub - piuliță.

Comparația diferitelor tipuri de transmisii din punctul de vedere al preciziei de transmitere, și al

²⁵ Conform ISO 155 Riementreibe Riemenscheiben. Grezwerte für die Einstellung von Mittenabständen.

²⁶ VDI 2758 - 1991 Entwurf Riemengetriebe. Düsseldorf.

nivelului de zgomot este mai dificilă datorită datelor și criteriilor contradictorii.

Transmiterea sincronă a mișcării este posibilă numai la transmisiile prin formă, deci cu lanț sau curele sincrone. La transmisiile prin frecare de tip transmisie prin curea lată și transmisie prin curea trapezoidală, variațiile de grosime ca și uzura elementului flexibil determină în funcționare valori ale gradului de neuniformitate δ de 0,3% până la 0,6 [K27]. Relația de calcul pentru gradul de neuniformitate fiind :

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{med}} \quad (2.2)$$

Suplimentar apare alunecarea elastică variabilă cu sarcina momentană având ordinul de mărime de 0,8% până la 1% [K27], [K28].

La transmisiile prin lanț nu apar neregularități datorită formei, dar pentru $i \neq 1$, se manifestă efectul poligonal care conduce la variația diametrului efectiv și cu aceasta la variația vitezei și a raportului de transmitere momentan. Gradul de neuniformitate δ variază în acest caz de la 0,4% până la 1,5% [K28]. Principial acest efect apare și la transmisiile prin curele sincrone dar mult mai mic și devine neglijabil de mic la profile de mare putere (AT, ATP etc) bazate pe o rezemare suplimentară a capului dintelui curelei în golul dintre dinții roții de curea. Acest aspect justifică preferința pentru transmisiile prin curele sincrone când este vorba de precizie.

La puterea nominală randamentul transmisiilor prin curele sincrone este de 98% la fel ca la transmisiile prin curele late, în timp ce la cele prin lanț cu role este de $\leq 97\%$, iar cel al transmisiilor prin curele trapezoidale este de doar 95%. Pierderile mai mici la transmisiile prin curele sincrone se bazează pe o mai bună conlucrare a danturilor curelei sincrone și roții de curea aflate în angrenare, a elasticității mari a corpului și rigidității mari la întindere a curelei, determinată de cordaj.

Cu creșterea vitezei de lucru se pune tot mai mult problema nivelului de zgomot [K28] nu numai în cadrul transmisiei propriu zise cât și a diminuării transmiterii zgomotului mai departe în corpurile solide din sistem.

Cureaua sincronă în varianta ATP (profil de mare putere) comparativ cu varianta standard prezintă avantajul funcționării cu nivel redus de zgomot, iar încărcarea este mai mare pentru o lățime mai mică [B6]. Se ating astfel valori ale nivelului de zgomot care sunt uzuale numai la curelele late și trapezoidale [K28]. La transmisiile prin lanț nivelul de zgomot este mult mai mare în aceleași condiții de funcționare, motiv pentru care utilizarea lor la viteze foarte mari este practic limitată / îngrădită.

Transmisiile prin curea sincronă sunt utilizate tot mai mult pentru poziționare în tehnica manipulării și montajului. În tehnica manipulării ele înlocuiesc în număr mare transmisiile cu cremalieră și cele cu șurub deoarece permit pe lângă transformarea simplă a mișcării de rotație într-o translație, curse mari la viteze de lucru ridicate, asigurând totodată o precizie de poziționare și repetabilitate, cu costuri reduse. În tabelul 2.4 sunt prezentate comparativ acționările pentru poziționare utilizând curele sincrone, cremaliere, respectiv șuruburi, parametrii de comparație fiind cursa, viteza de lucru și precizia de repetabilitate.

Parametrii de comparație pentru acționările de poziționare

Tabelul 2.4.

Parametrul	Transmisie de poziționare cu		
	Curea sincronă	Cremalieră	Șurub
Cursa maximă mm	10000	6000	2500
Viteza max. de lucru m/s	17	2	1
Precizia de repetabilitate mm	$\pm(0,04 \dots 0,1)$ la 1000 mm cursă	$\pm(0,05 \dots 0,1)$	$\pm(0,005 \dots 0,2)$ la 300 mm cursă

Pentru a aprecia o transmisie de poziționare, pe bază de curea sincronă, se utilizează pe de o parte precizia de repetabilitate și pe de altă parte abaterea de poziționare (ca diferență între poziția reală și cea necesară). Acestea sunt influențate de factori care depind de sarcină, respectiv de geometrie [K28].

Factorii care depind de sarcină :

- ◇ alungirea ramurii trăgătoare (conducătoare) ;
- ◇ deformarea danturii pe arcul de înfășurare al roții de antrenare cât și pe dispozitivul de pretensionare.

Factorii geometrici (ce depind de mărimile geometrice) sunt :

- ◇ diferența dintre pasul nominal și cel al curelei după pretensionare;
- ◇ abaterea determinată de poziția fibrei neutre a curelei și a diametrului primitiv cu influență relativ mică chiar nesemnificativă uneori;
- ◇ bătaia radială a roții motoare și a roților de pretensionare și de deviere a traseului.

2.5.3. Alternativele de utilizare a transmisiilor prin curele sincrone.

Marea varietate de tipuri, forme constructive și pași, combinate cu performanțele funcționale și multiplele soluții de structurare a transmisiilor prin curele (v. Fig. 2.27) au făcut ca pentru moment cureaua sincronă să se impună ca soluție unică sau de perspectivă în industria de automobile, aviație, tehnica de calcul, mașini - unelte, mașini textile, mașini pentru prelucrarea lemnului, industria chimică și alimentară, aparate electromenajere, roboți industriali.

Dezvoltarea curelelor sincrone varianta HTD la pași mari la început (14 mm și apoi 8 mm) a permis utilizarea lor pentru aplicații de transfer de cuplu mare înlocuind cu succes curelele trapezoidale, transmisiile prin lanț și chiar roți dințate.

De asemenea realizarea profilurilor HTD în variantele 2MR, 3MR și 5MR în construcții speciale pentru aplicații compacte a permis extinderea domeniului de utilizare și la acționarea sculelor de mână, roboți de bucătărie, aparate menajere, mașini de tuns gazonul, mașini pentru birou (fotocopiatoare) pe lângă utilizările la modulele de translație ale roboților portali, mașinile unelte în varianta CNC.

Curelele sincrone varianta RPP se utilizează în următoarele domenii : mașini de birou, aparate electromenajere, informatică, înregistratoare, mașini - unelte, pompe, mașini de fabricat hârtie, mașini de tipărit, malaxoare pentru aluat, roboți de bucătărie, mașinile de înghețată, agitatoare, mașini de spălat industriale, mașini textile, mașini pentru prelucrarea lemnului, mașini pentru grădinarit, concasoare cu ciocane, generatoare, moară, industria petrolieră.

În cazul curelelor sincrone tip T, AT precizia de poziționare ($\pm 0,1$ mm/m) și de repetabilitate foarte bune, capacitatea portantă mare, siguranța în exploatare sunt aspecte care explică :

- ◇ extinderea utilizării lor pentru acționări din domeniul mecanicii fine, la acționări de mare putere (v. Fig. 2.28 a) ;
- ◇ la modulele de translație compuse în cazul mișcărilor pe traiectorii complexe [N1], în tehnica de manipulare (v. Fig. 2.28 b), în tehnica de ambalare, mașini de birou, mașini de marcat etc.;
- ◇ utilizarea în tehnica transportului în construcții industriale (v. Fig. 2.28 c), la instalații alimentare, în tehnica de ambalare.

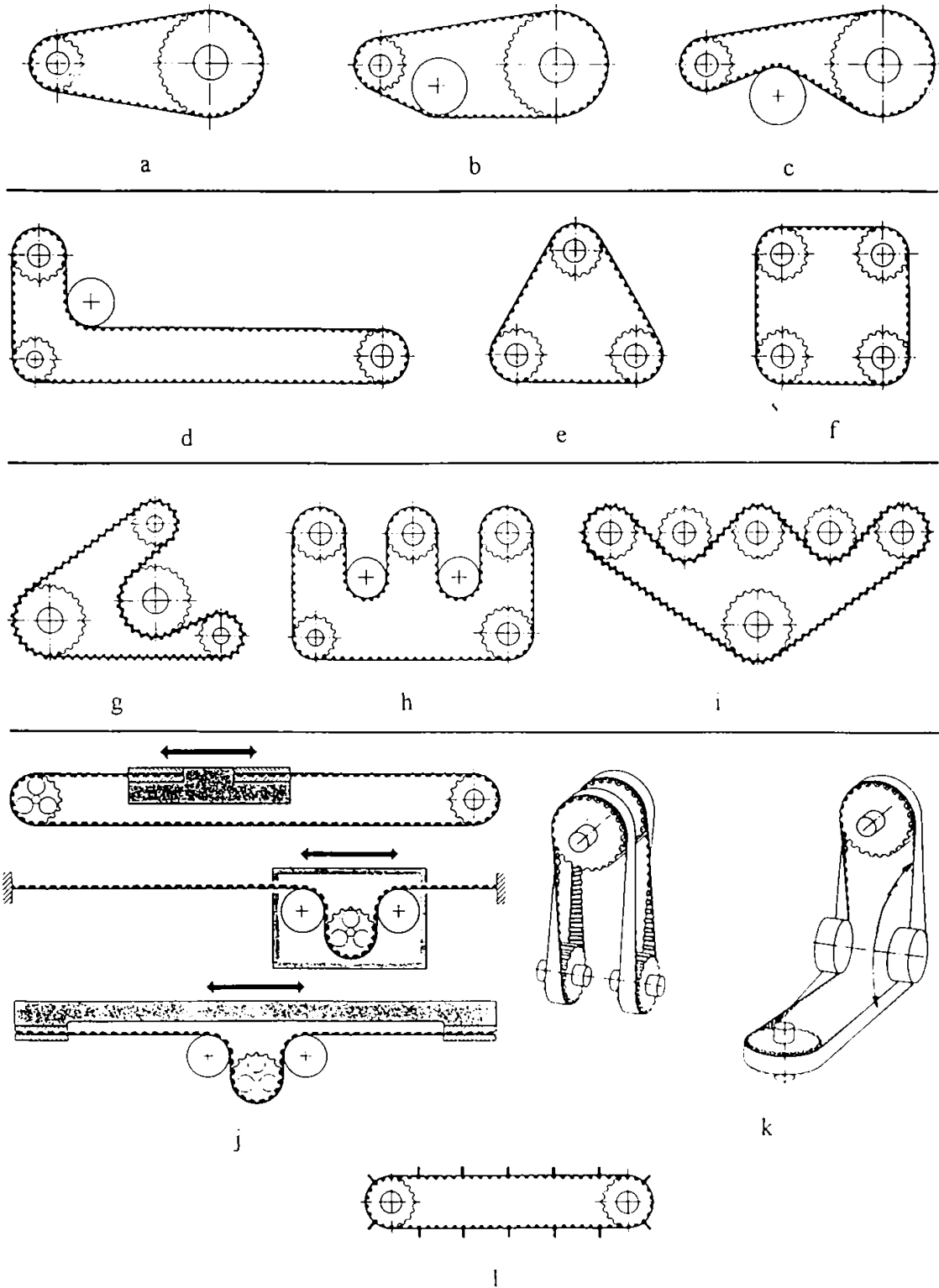


Fig. 2.27. Soluții de structurare a transmisiilor prin curele.

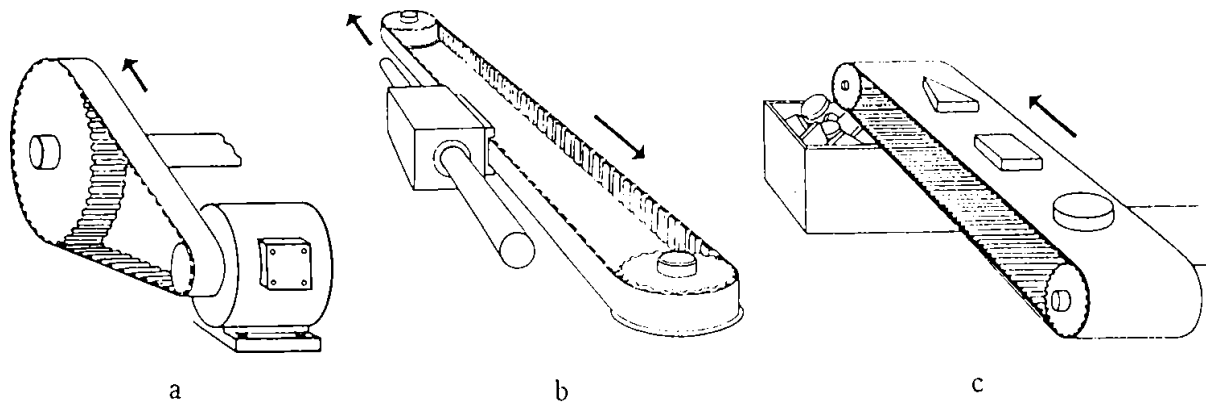


Fig. 2.28.
Exemple de utilizare pentru acționări, manipulări, transport.

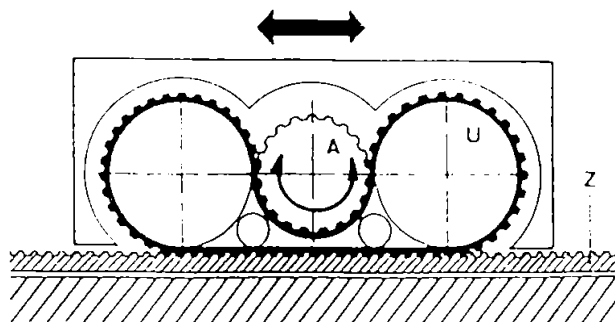


Fig. 2.29. [T1]. Acționarea căruciorului unei macarale.

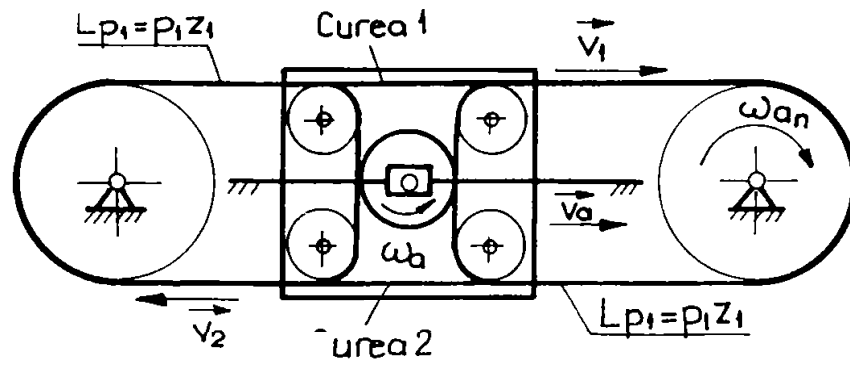
În Fig. 2.29 este prezentat principiul pentru o aplicație la acționarea căruciorului unei macarale [K14], [T1].

Variantele de curele cu dantură dublă (pe ambele fețe - v. Fig. 2.8 b, c, f) permit o diversificare a structurii transmisilor în vederea acționării unui număr mai mare de consumatori cu diverse amplasări în plan și în spațiu (v. Fig. 2.27 g, h, i și Fig. 1.4 a, c, d) sau pentru realizarea unor rapoarte de transmitere foarte mari echivalente

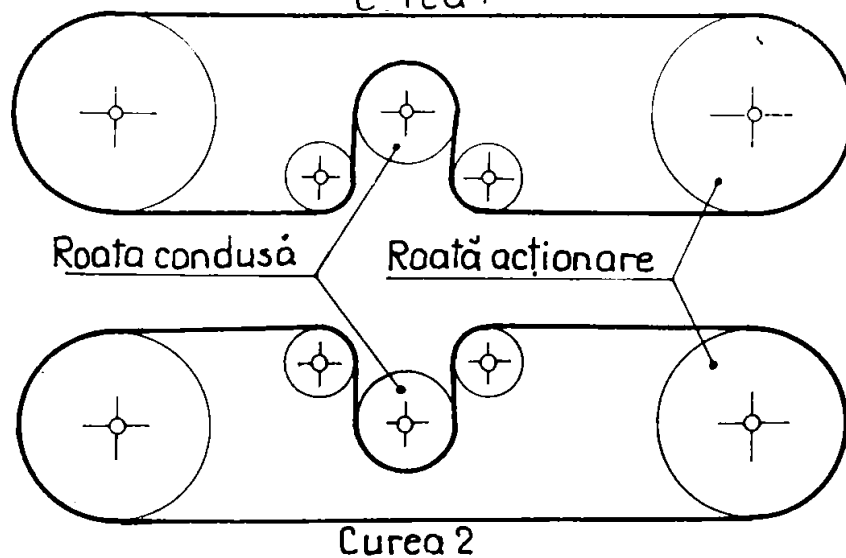
trenurilor de angrenaje și diferențiale.

În Fig. 2.30 este prezentată schema cinematică a unei asemenea unități liniare cu raport mare de transmitere (100 : 1), utilizabilă în cazul momentelor de torsiune reduse și turații foarte înalte [N1]. În structura acestei unități lineare în care sunt înglobate în plane paralele două transmisii prin curele, raportul de transmitere se calculează funcție de numărul de dinți ai curelelor z_{p1} și z_{p2} (expresia raportului de transmitere v. §4.2.1).

$$z_{p1} - z_{p2} \geq 1,0$$



a). Principiul construcției



b). Transmisiile componente

Fig. 2.30. [N1]. Schema cinematică a unei unități liniare cu raport mare de transmitere.

2.6. Concluzii

Considerațiile precedente privitoare la stadiul actual al construcției curelelor sincrone și a utilizării transmisiilor prin curele sincrone au permis evidențierea următoarelor aspecte:

- ◆ Diversificarea formei flancului de dinte și a mărimii pașilor, combinată cu amplasarea dinților și pe extradadosul curelei au condus la extinderea varietății de tipodimensiuni în care se fabrică curelele sincrone.
- ◆ Modificarea formei flancului de dinte și sporirea înălțimii relative (h_t / p_b), respectiv a grosimii relative (S / p_b) a dintelui, sporește suprafața de contact cu dintele roții de curea și consolidează baza dintelui conducând la echilibrarea încărcărilor preluate de dintele curelei, respectiv de către cordaj. Analiza valorilor relative ale grosimii (S / p_b) și înălțimii (h_t / p_b) dintelui (v. Tabelul 2.1) evidențiază faptul că ele nu sunt constante la cele patru grupe de profile (MXL, XL, L, H, XH, XXH), RPP ($p \in \{3;5;8;14\}mm$), HTD ($p \in \{3;5;8;14;20\}mm$)

respectiv STS ($p \in \{4,5;8;14\}mm$). Astfel grupa de profile (MXL, XL, L, H, XH, XXH) este caracterizată de cele mai mici valori relative pentru grosimea și înălțimea dintelui, cele mai mici fiind specifice grupei profilului HTD, iar pentru grupele de profile RPP și STS cele două mărimi relative sunt foarte apropiate de cele de la HTD. Profilul cu geometria dintelui cea mai omogenă este STS, pentru care valoarea mărimilor relative (h_t / p_b) respectiv (S / p_b) se menține constantă pentru toată gama pașilor (v. Fig. 2.16). Sporirea valorii pentru cele două mărimi relative specificate are drept consecință un dinte robust, capabil să suporte o sarcină exterioară mai mare (v. Fig. 2.16).

- ◆ Îmbunătățirea calitativă a materialelor din structura curelelor sincrone a contribuit, alături de modificările amintite anterior la creșterea performanțelor funcționale. Acestea, alături de realizarea curelelor sincrone cu dantura dispusă pe ambele fețe sau uneori cu profile de diverse forme pe extradados au condus la diversificarea structurării transmisiilor prin curele, deci extinderea domeniilor de aplicație de la acționările clasice la cele de mare putere (v. Fig. 2.27 a, b, c și Fig. 1.4 e), la transmisiile speciale pentru comutare, livrare, poziționare (v. Fig. 2.27 j, l) sau pentru acționarea mai multor consumatori dispuși într-o varietate de poziții (v. Fig. 2.27 d, e, f, g, h, i, k și Fig. 1.4 c,d).

Cap. 3. STAREA GENERALĂ DE EFORTURI, TENSIUNI ȘI DEFORMAȚII ÎN CAZUL CURELELOR SINCRONE. CINETOSTATICA TRANSMISIEI DE REFERINȚĂ.

3.1. Interacțiunea dintre curea și roată pe arcele de înfășurare.

O curea sincronă cu dinți din poliuretan sau neopren poate avea o capacitate de încărcare comparabilă cu a unei roți dințate din oțel sau a unui lanț cu role. Capacitatea mare de încărcare se datorează numărului mare de dinți ai curelei aflați simultan în contact cu dinții roții. Fiecare dinte în contact preia o parte a solicitării și începând dinspre ramura motoare (încărcată) a curelei către ramura condusă, perechile de dinți preiau o sarcină mai mică. Distribuția sarcinii pe dinții curelei în zona de înfășurare a roții de curea afectează durabilitatea curelei. De aceea este important să se cunoască legea reală de distribuție a sarcinii pe dinții aflați în contact pe arcul de înfășurare, factorii care influențează și soluțiile pentru obținerea unei distribuții optime a sarcinii.

Această problemă a fost abordată teoretic și experimental de o serie de cercetători, dintre care pot fi amintiți : Gurevich, Amijima, Kozhevnikov, Gerbert [G1], Koyama [K19], [K21], Köster [K18], Najii [2], Kagotani [K5], Karolev [K10], [K11], [K12] și Peeken [P2].

Analize ale distribuției sarcinii și tensiunii pe dantura curelei au fost efectuate în ipotezele :

- a). pasul curelei este egal cu pasul roții și nu există porțiuni de angrenare incompletă* (Amijima, Gurevich, Gerbert [G1]);
- b). pasul curelei diferit de pasul roții și nu există porțiuni de angrenare incompletă [K19], [K18], [N2] ;
- c). pasul curelei diferit de pasul roții și există porțiuni de angrenare incompletă [K21], [K5].

Distribuția sarcinii pe fiecare dinte în zona arcului de înfășurare este abordată inițial de Gerbert [G1] în ipoteza a) - admitând că :

- nu există frecare între curea și roată,
- curea și roata de curea sunt perfecte (adică pasul curelei și al roții de curea nu sunt afectate de abateri);
- roata de curea este foarte rigidă în raport cu curea.

Dacă în funcționare efortul din ramura motoare este notat cu F_1 , cel din ramura condusă cu F_2 și dinții în contact sunt numerotați ca în Fig. 3.1, efortul de întindere al corpului curelei F_b și sarcina pe dinte F_n (v. Fig. 3.2.), atunci contactul dintre curea și roată poate fi descris de modelul elastic prezentat în Fig. 3.3. [G1]

*) Semnificația "angrenare incompletă" vezi §4.1.

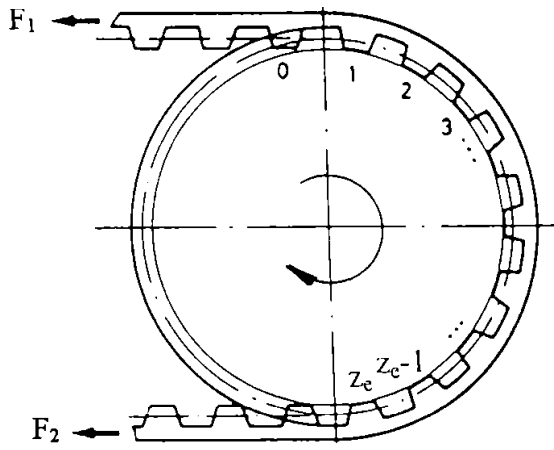


Fig. 3.1. [G1]. Numerotarea dinților.

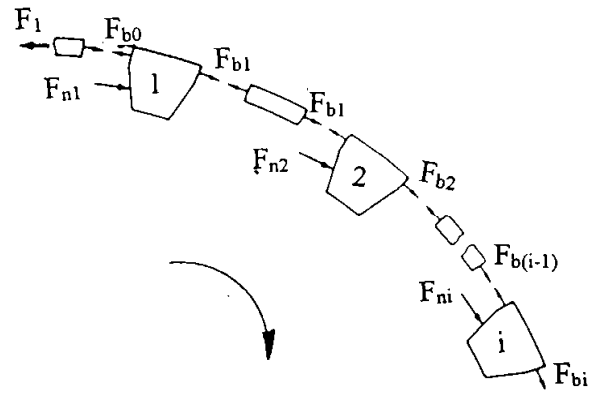


Fig. 3.2. [G1]. Efortul din curea și sarcina pe dinte.

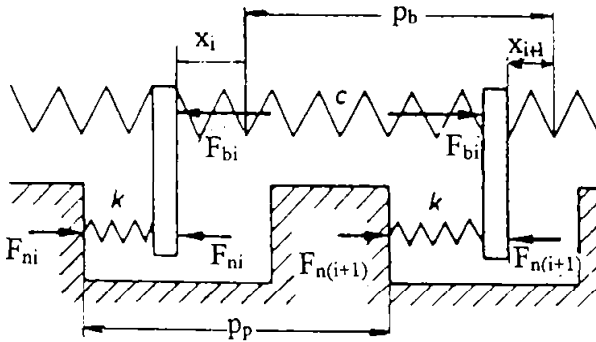


Fig. 3.3. [G1]. Modelul elastic al curelei.

Dacă se neglijează unghiul dintre eforturile $F_{b(i-1)}$ și F_{bi} atunci echilibrul dintelui "i" impune :

$$F_{ni} = F_{b(i-1)} - F_{bi} \quad 1 \leq i \leq z_c \quad (3.1)$$

Pentru determinarea lui F_{ni} și F_{bi} se iau în considerare rigiditatea curelei

$$c_R = \frac{F_{bi}}{\Delta p_b} \text{ și a dintelui curelei } c_z = \frac{F_{ni}}{x}$$

ecuația diferențială :

$$\frac{d^2 F_{bi}}{di^2} = k_o \cdot F_{bi} \quad 1 \leq i \leq z_c \quad \cup \quad k_o = \frac{c_z}{c_R} [-] \quad (3.2)$$

Folosind condițiile la limită : $F_{b0} = F_1$ și $F_{bz_c} = F_2$ soluția este :

$$\frac{F_{bi}}{F_1} = \frac{\left[sh\left[\sqrt{k_o}(z_c - i)\right] + \frac{F_2}{F_1} \cdot sh\left(\sqrt{k_o}i\right) \right]}{sh\left(\sqrt{k_o}z_c\right)} \quad (3.3)$$

Relația (3.3) este valabilă atât pentru roata conducătoare cât și pentru roata condusă.

Utilizând relațiile (3.3) și (3.1) rezultă că primul dinte este încărcat cu sarcina cea mai mare:

$$\frac{F_{n1}}{F_1} = 1 - \frac{sh\left[\sqrt{k_o}(z_c - 1)\right] + \frac{F_2}{F_1} \cdot sh\left(\sqrt{k_o}\right)}{sh\left(\sqrt{k_o}z_c\right)} \quad (3.4)$$

O distribuție uniformă a sarcinii pe dinte se obține într-un singur caz, când $k_o = 0$ ceea ce presupune o curea foarte rigidă sau un dinte elastic. La cealaltă extremă $k_o = \infty$, întreaga sarcină este preluată de primul și ultimul dinte.

Pentru o transmisie cu distanța dintre axe și numerele de dinți ale roților date se poate calcula geometric care este numărul de dinți z_c în contact pe arcul de înfășurare. Dacă există concordanță între dintele curelei și golul dintre doi dinți ai roții, valoarea efectivă a lui z_c este egală cu cea determinată geometric. Dacă dintele curelei este mai mic decât golul dintre dinții roții de curea pe o anumită zonă de contact sarcina pe dinte poate fi nulă ($F_{ni}=0$). Dacă există suficient joc încât să se asigure contactul dintelui curelei cu al roții numai pe un flanc, este obligatoriu $F_{ni} \geq 0$ iar valoarea efectivă a lui z_c se determină din condiția $F_{ni}=0$, pe baza relației:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{sh(\sqrt{k_o} z_c) - sh[\sqrt{k_o}(z_c - 1)]}{sh(\sqrt{k_o})} \quad (3.5)$$

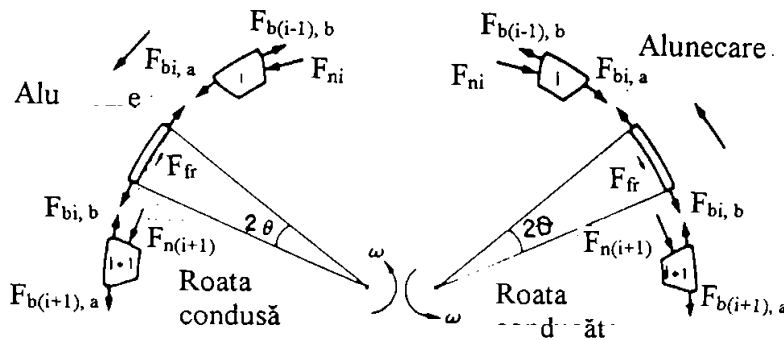
Valoarea efectivă a lui z_c este cea mai mică dintre cea geometrică și cea calculată pe baza relației (3.5).

Ecuatia (3.5) mai poate fi interpretată ca fiind raportul minim dintre eforturile din ramura motoare și cea condusă pentru care se folosesc integral cei z_c dinți aflați în contact.

În continuare luând în considerare faptul că pe zona dintre doi dinți ai curelei, aceasta face contact cu capul dintelui roții și că urmare a deformației tangențiale a dintelui (v. Fig. 3.3), cureaua alunecă față de dinții roții și apar forțele de frecare F_{fr} (v. Fig. 3.4).

Forțele de frecare provoacă variația forței din curea între dinții curelei, astfel încât efortul din curea este $F_{bi,1}$ pe zona posterioară dintelui i și $F_{bi,2}$ anterior dintelui $(i + 1)$.

Direcția de alunecare la roata conducătoare se obține din următoarele considerente: sarcina pe dinte F_{ni} și de aici $\frac{F_{ni}}{c_z}$ scade cu creșterea numărului de ordine i . Aceasta înseamnă că alunecarea curelei are loc în direcția de rotație (v. Fig. 3.4).



La roate condusă F_{ni} și $\frac{F_{ni}}{c_z}$ cresc cu descreșterea numărului de ordine i , deci și ai i direcția de alunecare și e de rotație coincid.

La roata conducătoare sarcina pe dinte este :

$$F_{ni} = F_{bi-1,2} - F_{bi,1} \quad (3.6)$$

Variația efortului din curea, între doi dinți succesivi, datorită forțelor de frecare se obține conform teoriei Eytelwein - Euler:

$$F_{bi,1} = e^{-\mu\theta} \cdot F_{bi,2} \quad (3.7)$$

unde: μ - este coeficientul de frecare;

θ - este unghiul la centru ce corespunde arcului între doi dinți succesivi.

Ecuția stării de deformație este înlocuită în acest caz prin relația:

$$F_{bi} - F_{b(i+1)} = \frac{k_o}{\theta} \int_0^{\mu\theta} e^{-\mu\varphi} \cdot F_{ni2} d\varphi \quad (3.8)$$

În continuare eliminând F_{ni} și $F_{bi,2}$ se obține :

$$F_{b(i+1),2} - \left[1 + e^{\mu\theta} + \left(1 + \frac{\mu\theta}{2} \right) k_o \right] F_{bi,2} + e^{\mu\theta} \cdot F_{b(i-1),2} = 0 \quad (3.9)$$

Soluția ecuației este :

$$F_{bi,2} = A_1(\lambda_1)^i + A_2(\lambda_2)^i \quad 1 \leq i \leq z_c - 1 \quad (3.10)$$

unde :

$$\begin{cases} \lambda_1 = \frac{1 + e^{\mu\theta} + \left(1 + \frac{\mu\theta}{2} \right) k_o + \sqrt{\left[1 + e^{\mu\theta} + \left(1 + \frac{\mu\theta}{2} \right) k_o \right]^2 - 4e^{\mu\theta}}}{2} \\ \lambda_2 = \frac{1 + e^{\mu\theta} + \left(1 + \frac{\mu\theta}{2} \right) k_o - \sqrt{\left[1 + e^{\mu\theta} + \left(1 + \frac{\mu\theta}{2} \right) k_o \right]^2 - 4e^{\mu\theta}}}{2} \end{cases} \quad (3.11)$$

La roata condusă ecuația (3.7) este înlocuită prin ecuația:

$$F_{bi,1} = e^{\mu\theta} \cdot F_{bi,2} \quad (3.12)$$

adică se înlocuiește μ cu $-\mu$. Dacă se face înlocuirea lui $-\mu$ cu μ în ecuația (3.10), aceasta este valabilă și ea pentru roata condusă .

Utilizând condițiile la limită :

$$F_{bo,2} = F_1 \quad \text{și} \quad F_{bz_c,2} = F_2 \quad (3.13)$$

și un număr întreg de pași în contact, obținem :

$$\frac{F_{bi,2}}{F_1} = \frac{1}{\lambda_1^n - \lambda_2^n} \left[\lambda_1^n \cdot \lambda_2^i - \lambda_2^n \cdot \lambda_1^i + \frac{F_2}{F_1} (\lambda_1^i - \lambda_2^i) \right] \quad 1 \leq i \leq z_c \quad (3.14)$$

unde : λ_1, λ_2 deformațiile dintelui - depind de μ, k_o, θ și iau valori diferite pentru roțile conducătoare și condusă (pentru $i \neq 1$, unghiul θ nu este identic la cele două roți) .

Sarcina pe primul dinte este în acest caz :

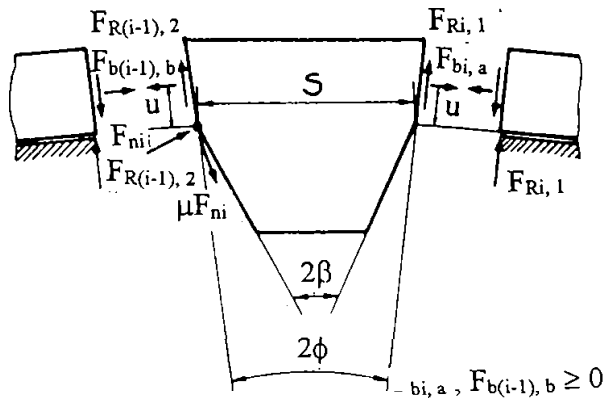
$$\frac{F_{ni1}}{F_1} = 1 - \frac{e^{\mp\mu\theta}}{\lambda_1^n - \lambda_2^n} \left[\lambda_1^n \cdot \lambda_2 - \lambda_2^n \cdot \lambda_1 + \frac{F_2}{F_1} (\lambda_1 - \lambda_2) \right] \quad (3.15)$$

unde semnul (+) e la exponent este valabil pentru roata conducătoare, iar semnul (-) pentru roata condusă.

Analizând ecuația (3.15) se constată că principalii parametri care determină încărcarea pe primul dinte sunt : $\mu, \frac{F_2}{F_1}, k_o$ și z_c .

În cazul în care dintele curelei sincrone începe să iasă din golul dintre dinții roții la capătul arcului de înfășurare pe lângă eforturile din curea $F_{b(i-1),2}$, $F_{bi,1}$ (cunoscute deja), asupra dintelui mai acționează eforturile radiale $F_{R(i-1),2}$, $F_{Ri,1}$ și eforturile F_{ni} (normal pe flancul dintelui și aplicat la baza acestuia), respectiv μF_{ni} (forța de frecare pe înălțimea flancului dintelui) (v. Fig. 3.5)

Pentru determinarea eforturilor: $F_{R(i-1),2}$, $F_{Ri,1}$, F_{ni} și μF_{ni} se ia în considerare inițial situația corespunzătoare începerii alunecării dintelui curelei din golul dintre cei doi dinți ai roții. În acel moment eforturile $F_{R(i-1),2} = F_{Ri,1} = 0$ și echilibrul în direcție radială și tangențială conduce la ecuațiile:



$$\frac{F_{ni} \cdot \cos(\beta - \rho)}{\cos \rho} - (F_{b(i-1),2} - F_{bi,1}) \cdot \cos \gamma = 0$$

$$\frac{F_{ni} \cdot \sin(\beta - \rho)}{\cos \rho} - (F_{b(i-1),2} + F_{bi,1}) \cdot \sin \gamma = 0$$

(3.16)

unde: β - unghiul flancului dintelui;
 ϕ - înălțimea dintelui la jumătate de dinte;
 $\rho = \arctg \mu$ - unghiul de frecare.
 Ecuațiile (3.16) sunt

Fig. 3.5. [G1]. Geometria și forțele care acționează pe un dinte.

independente de punctul de aplicație a efortului F_{ni} . Dacă se consideră ϕ un unghi mic, prin eliminarea lui F_{ni} se obține :

$$\frac{F_{b(i-1),2}}{F_{bi,1}} = 1 + \frac{2}{\operatorname{tg}(\beta - \rho)} \cdot \sin \Phi$$

(3.17)

Dacă în al doilea caz considerăm dintele în momentul când începe să se rotească în sens trigonometric în jurul unei articulații plastice aflate la baza lui, atunci $F_{Ri,1} = 0$ și este justificată localizarea încărcărilor F_{ni} și μF_{ni} ca în Fig. 3.5. Ecuația de momente în jurul lui F_{ni} conduce la :

$$\frac{F_{b(i-1),2}}{F_{bi,1}} = 1 + \frac{S}{u} \cdot \sin \Phi$$

(3.18)

La curelele sincrone cu dinți trapezoidali și flanc plan $\beta = 20^\circ \div 25^\circ$, $\frac{u}{S} = 0,15 \div 0,25$ [G1] (în realitate pentru profilele MXL, XL, L, H, XH, XXH $\frac{u}{S} = 0,08 \div 0,22$), $\mu = 0,15 \div 0,30$. Dacă se compară ecuațiile (3.17) și (3.18) și se ține cont de valorile pentru β , $\frac{u}{S}$ și μ , acest lucru implică :

$$\frac{u}{S} < \frac{2}{\operatorname{tg}(\beta - \rho)}$$

(3.19)

adică este mai ușor pentru dintele curelei să se rotească în limita jocului de flanc, decât să alunece afară din golul dintre doi dinți. Dacă se iau în considerare valorile lui β și μ specificate în [G1] și pentru $\frac{u}{S}$ valorile reale, rezultă :

- pentru limita superioară a valorii pentru coeficientul de frecare $\mu = 0,3$ inegalitatea (3.19) este îndeplinită;
- la limita inferioară $\mu = 0,15$ numai profilele MXL, H, XH satisfac inegalitatea (3.19);
- pentru celelalte trei profile inegalitatea (3.19) este satisfăcută pentru valori ale coeficientului de frecare μ de cel puțin 0,25 la profilul XL, respectiv 0,2 la profilele L și XXH.

Condiția pentru acțiunea corectă a dintelui poate fi deci scrisă astfel :

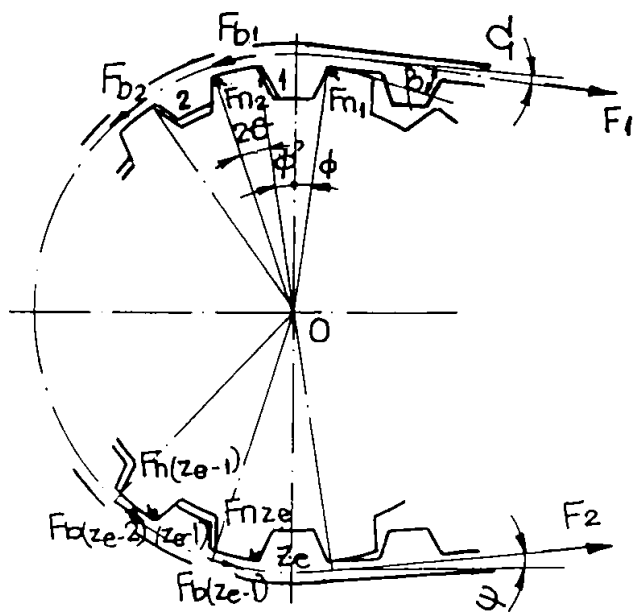
$$\frac{F_{b(i-1),2}}{F_{b,i,1}} \leq 1 + \frac{\pi \cdot S^2}{z \cdot p_b \cdot u} \quad 1 \leq i \leq z_c \quad (3.20)$$

unde $\sin \phi$ este înlocuit cu $\sin \Phi \approx \frac{\pi \cdot S}{z \cdot p_b}$.

Conform cercetărilor lui Gerbert [G1] rezultă că $\frac{F_{b(i-1),2}}{F_{b,i,1}}$ la roata conducătoare (motoare) este întotdeauna mai mare sau egal cu cel al roții conduse. Ca urmare starea critică este la roata conducătoare.

Comparând valorile experimentale obținute de Gerbert cu cele teoretice, se observă că ele se situează puțin sub valorile determinate teoretic privind distribuția sarcinii pe dinții curelei aflați în contact cu dinții roții pe arcul de înfășurare. De asemenea încărcarea primului dinte (cel mai apropiat de F_1) este mai mare decât cea determinată teoretic. Cauza acestei diferențe ar putea proveni din neglijarea la calculul teoretic a erorilor de pas care afectează atât cureaua sincronă cât și roata.

Koyama [K19] analizează teoretic și experimental distribuția sarcinii în angrenarea curelei sincrone cu roata de curea în cazul când cele două au pași diferiți. Parametrii a căror influență asupra distribuției sarcinii este studiată sunt mărimea diferenței de pas, eforturile, elasticitatea dintelui curelei, modulul de elasticitate al curelei, coeficientul de frecare dintre curea și roată. În Fig. 3.6. este prezentată angrenarea dintre curea și roată, dinții curelei fiind numerotați $1, 2, \dots, z_c, z_c+1$. În curea acționează efortul F_1 în ramura motoare, efortul $F_2 = F_{b(z_c-1)}$ în ramura condusă, respectiv efortul din curea în dreptul fiecărui dinte (din zona arcului de înfășurare) $F_{b1}, F_{b2}, \dots, F_{bz_c}$. Sarcina pe fiecare dinte al roții este notată cu $F_{n1}, F_{n2}, \dots, F_{nz_c}, F_{n(z_c+1)}$ și direcția este definită de unghiul de presiune. Direcțiile eforturilor F_1 și F_2 sunt definite prin unghiurile Ω respectiv Ψ (v. Fig. 3.6). Pentru simplificarea analizei, se presupune că sarcina $F_{n(z_c)}$ care acționează asupra unui dinte al curelei este o sarcină concentrată, iar dinții curelei se deformează paralel cu ei înșiși cu excepția zonei de la baza dintelui. Deoarece roțile se execută în general din oțel, se poate presupune că deformația dintelui roții este neglijabilă în raport cu deformația dintelui curelei. Sarcina F_{ni} care acționează pe flancul dintelui dinspre ramura motoare (v. Fig. 3.7), este definită ca pozitivă (în caz contrar fiind definită ca negativă) și poate fi calculată pe baza relației :



$$F_{ni} = \frac{\lambda_i}{f_i \cdot \cos \beta} \quad (3.21)$$

unde: $i = 1, 2, \dots, (z_c - 1), z_c$

f_i - elasticitatea dintelui;

λ_i - deformația dintelui i datorată tensionării curelei.

Fig. 3.6. Angrenarea curelei sincrone cu roata.

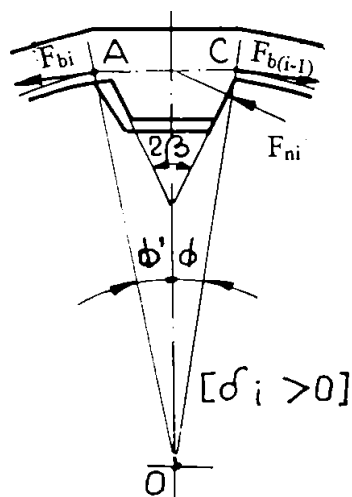


Fig. 3.7. Alungirea dintelui curelei.

Deformația dintelui curelei λ_i după contactarea dintelui roții este considerată din poziția standard (v. Fig. 3.8. a,b).

Dacă dintele se deformează spre ramura motoare se atribuie o valoare pozitivă pentru δ_i , iar dacă se deformează spre ramura condusă valoare negativă. Luând în considerare deformarea curelei (v. Fig. 3.9.) și deformarea dintelui curelei față de poziția standard pentru cele trei cazuri distincte care apar când cureaua este înfășurată ușor pe roată și pentru $\delta_i > 0$ (v. Fig. 3.10 a), respectiv $\delta_i < 0$ (v. Fig. 3.10 b), λ_i poate fi exprimat prin sistemele de ecuații:

I. În cazul $\delta_i > 0$:

(1) pentru $C_i > 0, B_i \geq 0$ (v. Fig. 3.10 a - I)

$$\delta_i > C_i : \lambda_i = \delta_i - C_i$$

$$\delta_i \leq C_i : \lambda_i = 0.$$

(2) pentru $C_i > 0, B_i < 0$ (v. Fig. 3.10.a - II)

$$\delta_i > B_i, \delta_i > C_i : \lambda_i = \delta_i - C_i$$

$$\delta_i \geq B_i, \delta_i \leq C_i : \lambda_i = 0$$

$$\delta_i < B_i : \lambda_i = \delta_i + B_i$$

(3.22)

(3) pentru $C_1 < 0, B_1 > 0$: (v. Fig. 3.10.a - III)

$$\lambda_i = \delta_i - C_1$$

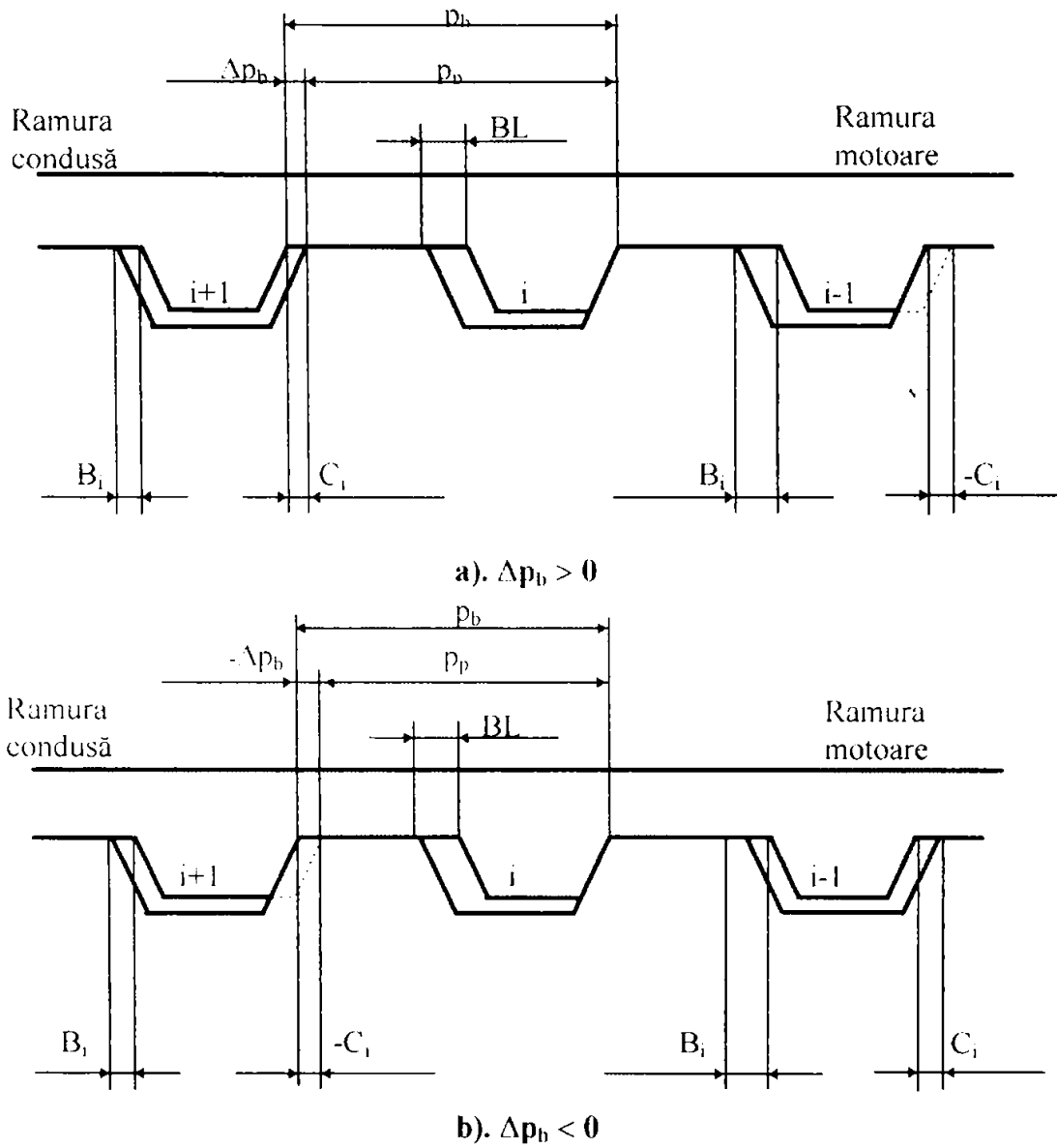


Fig. 3.8. Poziția standard de angrenare datorată diferenței de pas.

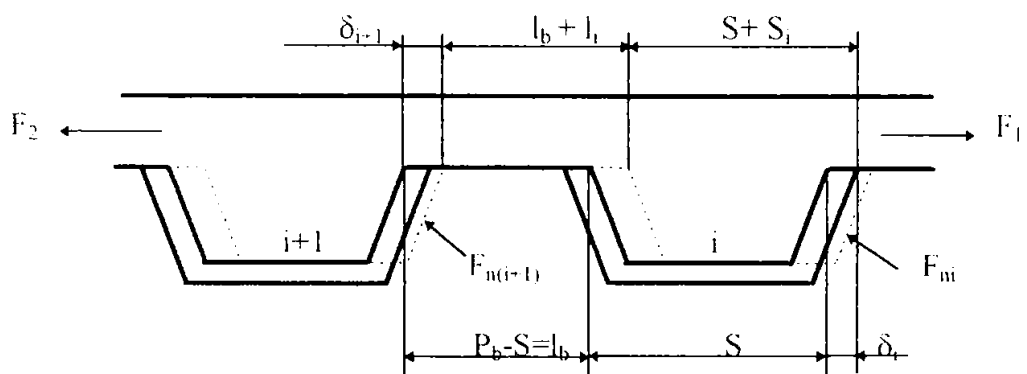


Fig. 3.9. [K19]. Deformarea curelei.

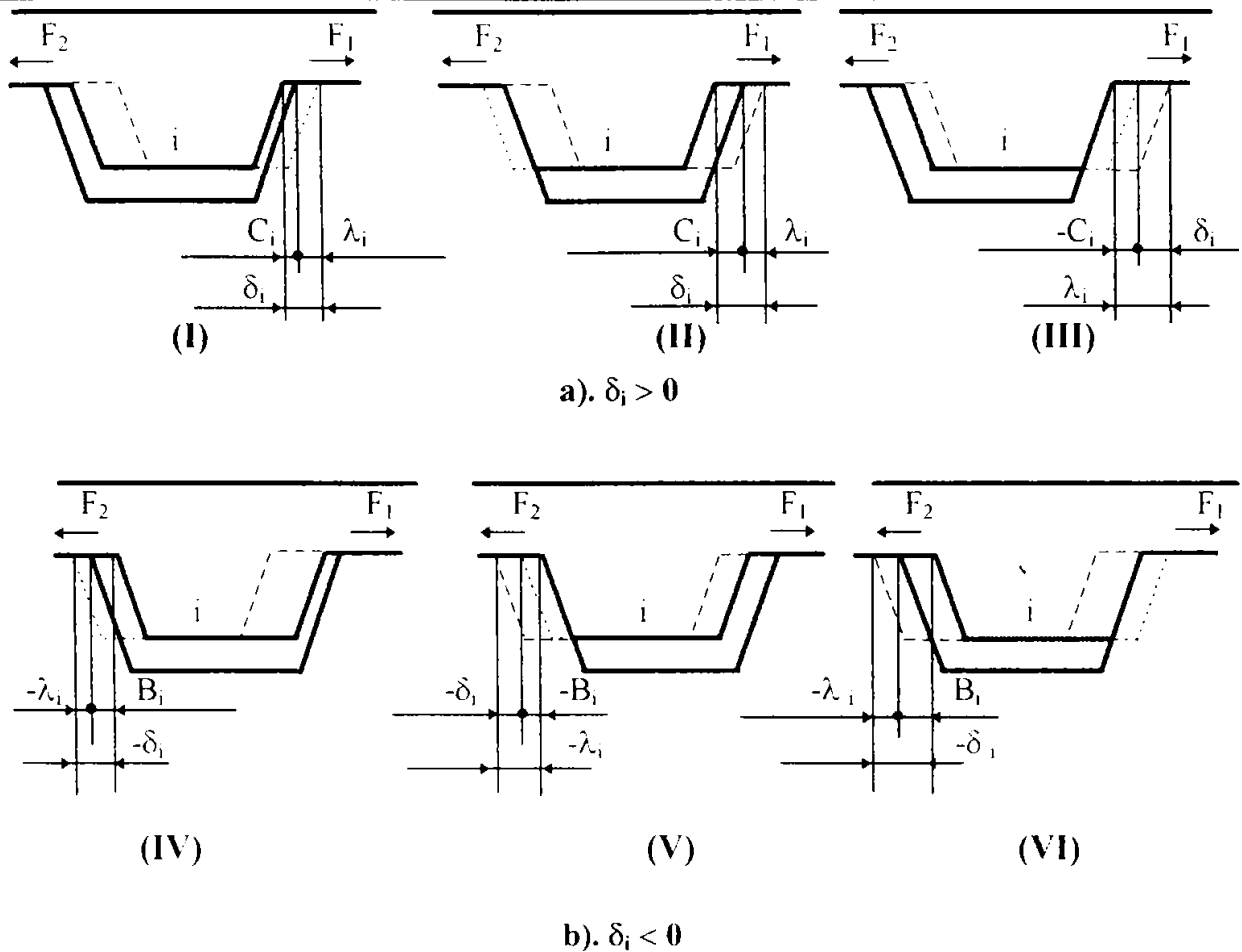


Fig. 3.10. Deformarea dintelui curelei față de poziția standard.

II. În cazul $\delta(K) < 0$

(1) pentru $C_i > 0, B_i \geq 0$: (v. Fig. 3.10.b - IV)

$$|\delta_i| > B_i : \lambda_i = \delta_i + B_i$$

$$|\delta_i| \leq B_i : \lambda_i = 0$$

(3.22-

(2) pentru $C_i > 0, B_i < 0$: (v. Fig. 3.10.b - V)

$$\lambda_i = \delta_i + B_i$$

-continuare)

(3) pentru $C_i < 0, B_i > 0$: (v. Fig. 3.10.b - VI)

$$\delta_i < C_i, \delta_i > B_i : \lambda_i = \delta_i + B_i$$

$$\delta_i \leq C_i, \delta_i \leq B_i : \lambda_i = 0$$

$$\delta_i > C_i : \lambda_i = \delta_i - C_i$$

unde $i = 1, 2, \dots, (z_c - 1), z_c$.

În sistemul de ecuații (3.22), C_i este distanța dintre flancul dintelui i al curelei dinspre ramura motoare și flancul dintelui roții. Ea este pozitivă ($C_i > 0$) dacă cele două flancuri nu sunt încă în contact relativ (v. Fig. 3.8.a - cazul dintelui $(i+1)$), respectiv negativă ($C_i < 0$), cazul în care este deja în interferență cu dintele roții (v. Fig. 3.8.a cazul dintelui $(i-1)$). Distanța B_i se calculează funcție de jocul de reversare BL și C_i (v. Fig. 3.8).

Ecuția determinată de Koyama [K19] pentru calculul elasticității f_i este :

$$f_i = a \cdot [\lambda_i \cdot]^3 + b \cdot [\lambda_i]^2 + c \cdot \lambda_i + d \tag{3.23}$$

unde: $i = 1, 2, \dots (z_c - 1), z_c$.

a, b, c, d - constante experimentale.

Efortul care acționează în curea după primul dinte este exprimat de relația (3.24), în ipoteza că $0 \leq \Omega < \Phi$ și ca urmare forțele de frecare nu acționează asupra capului primului dinte (v. Fig. 3.6) :

$$F_{bi} = \frac{F_l \cos \Omega - F_{ni} \cos \beta}{\cos \Phi} \quad (3.24)$$

Efortul $F_{b(i-1)}$ la dintele (i+1) este exprimat de sistemul de relații:

$$\begin{cases} \delta_{i+1} > 0 : F_{b(i+1)} = \frac{e^{-2\mu\theta} \cdot F_{bi} \cos \Phi - F_{n(i+1)} \cos \beta}{\cos \Phi'} \\ \delta_{i+1} < 0 : F_{b(i+1)} = \frac{e^{2\mu\theta} \cdot F_{bi} \cos \Phi - F_{n(i+1)} \cos \beta}{\cos \Phi'} \end{cases} \quad (3.25)$$

unde: $i = 1, 2, \dots, (z_c - 2)$.

Efortul din ramura condusă F_2 acționând după o direcție determinată de unghiul Ψ ($0 \leq \Psi < \Phi'$) este exprimat de sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} \delta_{z_c} > 0 : F_2 = \frac{e^{-2\mu\theta} \cdot F_{b(z_c-1)} \cos \Phi - F_{n_{z_c}} \cos \beta}{\cos \Psi} \\ \delta_{z_c} < 0 : F_2 = \frac{e^{2\mu\theta} \cdot F_{b(z_c-1)} \cos \Phi - F_{n_{z_c}} \cos \beta}{\cos \Psi} \end{cases} \quad (3.26)$$

unde: $\Phi = \frac{\pi}{z} \cdot \frac{l_p - BL}{p_p}$, $\Phi' = \frac{\pi}{z} \cdot \frac{l_p + BL}{p_p}$ (v. Fig. 3.7, 3.8 și 3.9)

z_c - numărul de dinți ai curelei în contact cu roata și $F_2 \geq 0$.

Forța de frecare $F_{fr(i-1)}$, dintre golul (i+1) al curelei și capul dintelui roții poate fi exprimată prin sistemul de ecuații (sensul acestei forțe fiind determinat de semnul lui δ_i).

$$\begin{cases} \delta_{i-1} > 0 : F_{fr(i-1)} = (1 - e^{-2\mu\theta}) \cdot F_{bi} \\ \delta_{i-1} < 0 : F_{fr(i-1)} = (1 - e^{2\mu\theta}) \cdot F_{bi} \end{cases} \quad (3.27)$$

unde $i = 1, 2, \dots (z_c - 1)$.

Sarcina F_{pi} acționând asupra dintelui "i" al roții este suma dintre sarcina F_{ni} ce acționează asupra flancului și forța F_{fr_i} acționând asupra capului dintelui roții

$$F_{pi} = F_{ni} + F_{fr_i} \quad (3.28)$$

unde $i = 1, 2, \dots (z_c - 1)$, z_c și $F_{in} = 0$

Sarcina transmisă F_t poate fi exprimată prin dependența:

$$F_t = F_1 - F_2 = \sum_{i=1}^{z_c} F_{pi} \quad (3.29)$$

Pe baza modelului matematic prezentat anterior și presupunând valoarea elasticității constantă. Koyama [K19] determină teoretic distribuția sarcinii în cureaua sincronă, ajungând la următoarele concluzii :

- Când diferența de pas $\Delta p_b \geq 0$, sarcina F_{ni} acționând asupra dintelui curelei descrește cu creșterea numărului dintelui. Adică pe roata motoare F_{ni} atinge valoarea maximă la primul dinte în contact și valoarea minimă la ultimul. Dacă diferența de pas este negativă $\Delta p_b < 0$ valoarea maximă pentru F_{ni} apare la primul dinte în contact sau la ultimul dinte în contact și localizarea minimumului F_{ni} se deplasează spre primul dinte în angrenare cu descreșterea lui Δp_b . Din punct de vedere al uzării curelei sincrone, la începutul angrenării cu roata, cu cât sunt mai mici F_{ni} sau F_{nrc} cu atât poate fi mai mică uzura datorită interferenței. Deci poate fi avantajos să se folosească $\Delta p_b < 0$ la roata motoare și $\Delta p_b > 0$ la roata condusă. Pentru rezistența la rupere a curelei ar fi mai bine ca distribuția sarcinii să fie uniformă și sarcina maximă să fie scăzută. Chiar dacă materialele și dimensiunile curelei sunt identice, distribuția sarcinii este diferită în funcție de eforturile din ramura motoare și cea condusă sau de numărul de dinți în angrenare. De aceea este important să se aleagă diferența de pas în corelație cu condițiile de funcționare, pentru a obține o durată de viață mai mare pentru curea.
- Modificările efortului din ramura motoare joacă un rol restrâns asupra distribuției sarcinii ce acționează pe dinții de lângă ramura condusă.
- Dacă raportul dintre sarcina transmisă F_1 și efortul din ramura condusă F_2 este mai mare decât o anumită valoare, influența efortului din ramura condusă asupra încărcării ce acționează asupra câtorva dinți de lângă ramura motoare este aproape inexistentă.
- Creșterea modulului de elasticitate diminuează alungirea curelei și forța de frecare F_{fri} dintre curea și capul dintelui roții crește. Deci sarcina transmisă datorită lui F_{ni} descrește, încărcările din dinții de lângă primul dinte scad și cele din dinții de lângă ramura condusă cresc. Într-o lucrare anterioară Koyama a arătat că în cazul unui modul de elasticitate E cu valoare mai mare se poate obține o distribuție uniformă a sarcinii dacă diferența de pas este nulă. Dacă valoarea modulului de elasticitate este corelată cu condițiile de funcționare cum ar fi efortul, numărul de dinți în contact, atunci se obține o distribuție uniformă a sarcinii chiar dacă $\Delta p_b < 0$.
- Pentru $\Delta p_b < 0$, creșterea elasticității are ca efect scăderea sarcinii care acționează asupra dinților atât lângă ramura motoare cât și cea condusă, dar cresc încărcările dinților în zona centrală a arcului de înfășurare. O distribuție mai uniformă a sarcinii se obține pentru un dinte mai moale.
- Sarcina F_{ni} ce acționează pe dinte descrește uniform cu creșterea coeficientului de frecare μ , ceea ce înseamnă cerșterea sarcinii transmise datorită forței de frecare. Din punct de vedere al durabilității curelei, cu cât crește coeficientul de frecare vor fi condiții mai avantajoase. Din punct de vedere al distribuției sarcinii aceasta devine mai uniformă cu cât μ este mai mic.
- Rezultatele experimentale au pus în evidență că cea mai mare sarcină care acționează asupra dinților roții apare între primul și al doilea dinte. Aceasta datorită faptului că forța de frecare nu apare pe capul primului dinte al roții ci începe să apară între primul și cel de-al doilea dinte și suma eforturilor F_{ni} și F_{fri} devine maximă chiar înainte de al doilea dinte. De asemenea datorită diferenței de

pas negative, sarcina ce acționează asupra câtorva dinți de lângă ramura condusă crește. Faptul că rezultatele experimentale ale distribuției sarcinii asupra acestor dinți sunt mai mari decât cele calculate ar putea fi motivat de eventuala deplasare a punctului de aplicație a lui F_m spre exteriorul flancului dintelui.

Recomandările care pot fi făcute utilizatorilor ar fi ca :

- ◇ Diferența de pas (care exercită o influență importantă asupra distribuției sarcinii) să fie determinată în funcție de eforturile de lucru și numărul de dinți în contact;
- ◇ Deoarece distribuția sarcinii este sensibil afectată de factori cum sunt modulul de elasticitate al curelei, complianța dintelui curelei, coeficientul de frecare, etc, diferența de pas și acești factori trebuie să fie luați în considerare în proiectarea transmisiilor prin curele sincrone pentru îmbunătățirea durabilității acestora.

În stabilirea modelului de transfer a forței, Köster [K18] pornește de la premisa: curelele sincrone sunt elemente flexibile, elastice și transmiterea forței periferice se face prin rezemarea dintelui curelei pe flancurile roții. La fiecare dinte portant de-a lungul arcului de înfășurare apare o modificare a forței de tracțiune, proporțional cu forța de reacțiune din partea dintelui roții și determină o deformare elastică a dinților curelei și a dinților roții.

Gradul de deformare a dinților curelei sincrone devine astfel o mărime pentru modificările forței de tracțiune ce acționează asupra fiecărui dinte în parte. Totalitatea acestor modificări ale forței de tracțiune reprezintă forța tangențială totală transmisă care trebuie echilibrată.

Dacă presupunem că pasul curelei (p_b) nu corespunde pasului roții (p_p), arbitrar de la un anumit dinte (i) și următorul ($i+1$), pe arcul de înfășurare mai întâi numai unul din dinții curelei va face contact cu flancul dintelui corespunzător. (v. Fig. 3.11). Pentru început va

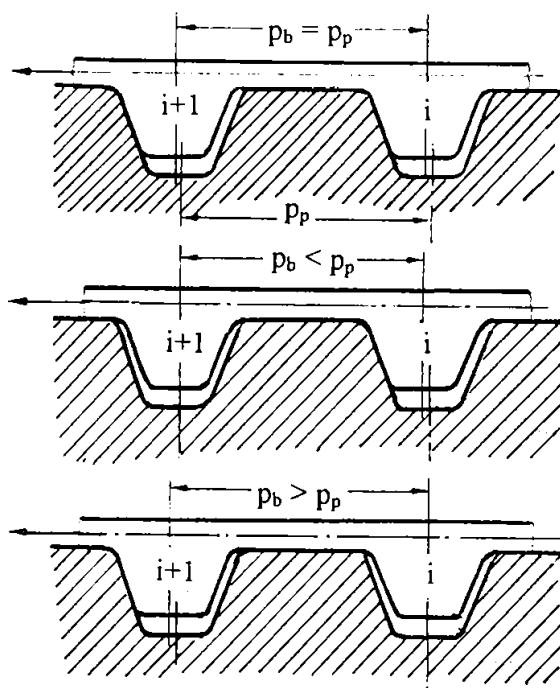


Fig. 3.11. Influența abaterii de pas existente pe lungimea curelei la roate condusă.

apare deci o modificare a forței de tracțiune și o deformare corespunzătoare a acestui dinte. Următorul dinte va intra în sarcină când diferența de pas $\Delta p_b = p_b - p_p$ din cauza deformării dintelui și a elasticității curelei se va echilibra. În principiu sarcina suportată de primul dinte intrat în contact este mai mare decât a celui de al doilea. Același lucru se referă și la mărimea deformării dinților curelei, prin intermediul cărora se realizează echilibrarea pașilor.

Pentru cazul în care pasul local al curelei este mai mic decât pasul roții de curca ($p_b = p_{(i+1)} < p_p$), adică $\Delta p_b < 0$, rezultă că modificarea forței de tracțiune ΔF_n la dintelul (n) este mai mare decât $\Delta F_{(n-1)}$ a dintelui ($n+1$). Ținând cont de încărcarea cu forțe care conduce la echilibrarea

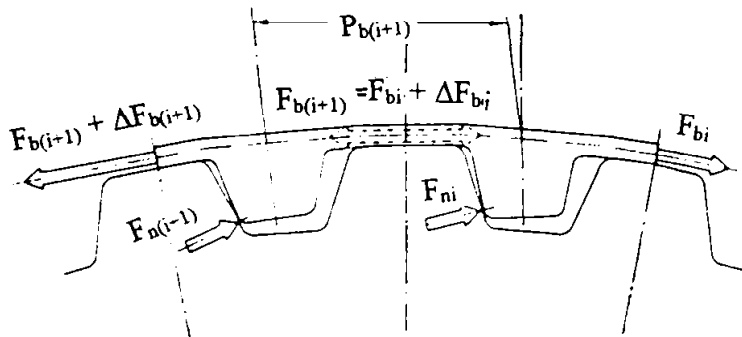
pasului prin deformarea dintelui pentru roata motoare (v. Fig. 3.12) și în ipoteza unei

dependențe liniare între modificarea forței de tracțiune și deformarea dintelui cauzată de ea, pentru echilibrarea (egalarea) pasului, rezultă:

$$\Delta p_b = p_{(i+1)} - p_p = \frac{\Delta F_{b_i} - \Delta F_{b(i+1)}}{c_z} \quad (3.30 a)$$

unde: c_z - rigiditatea dintelui, curelei;

$\Delta F_{b_i}, \Delta F_{b(i+1)}$ - variația forței de tracțiune la nivelul pasului (i) respectiv (i+1).



Ținând cont că pasul local al curelei $p_{(i+1)}$ este depinde de forța locală de tracțiune și că între forța de tracțiune și alungirea curelei este o dependență liniară, relația (3.30 a) poate fi scrisă sub forma:

$$p_p - p_{th} + \frac{F_{b(i+1)}}{c_R} = \frac{\Delta F_{b_i} - \Delta F_{b(i+1)}}{c_z} \quad (3.30 b)$$

Fig. 3.12. [K18]. Echilibrarea pasului prin deformarea dintelui (roata condusă).

unde: p_{th} - pasul curelei netensionate (pasul de fabricație tehnologic);

c_R - rigiditatea curelei.

Dacă în relația (3.30 b) se fac înlocuirile:

$$F_{b(i+1)} = F_{b_i} + \Delta F_{b_i} \quad (3.30 c)$$

$$\Delta F_{b(i+1)} - \Delta F_{b_i} = \Delta(\Delta F_{b_i})$$

rezultă ecuația de bază a repartiției forțelor de tracțiune de-a lungul arcului de înfășurare al roții motoare:

$$\Delta p_b = p_p - p_{th} = \frac{F_{b_i}}{c_R} + \frac{\Delta F_{b_i}}{c_R} - \frac{\Delta(\Delta F_{b_i})}{c_z} \quad (3.31)$$

Presupunând că numărul de dinți aflați în contact este destul de mare ($n \rightarrow \infty$), variabilele finite ΔF_n și $\Delta(\Delta F_n)$ pot fi înlocuite prin variabilele infinitezimale dF și $d(dF) = d^2F$. Pasul unghiular α_1 între doi dinți succesivi poate fi aproximativ mărimea variației infinitezimale $d\phi$ a unghiului de înfășurare. Rezultă astfel o ecuație diferențială de ordinul doi ai cărei coeficienți pot fi considerați ca mărimi constante (în ipoteza dependenței liniare între forța de tracțiune și alungirea curelei):

$$\frac{d^2 F}{d\alpha^2} - \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{c_z}{c_R} \cdot \frac{dF}{d\alpha^2} - \frac{1}{\alpha_1^2} \cdot \frac{c_z}{c_R} (F - F_0) = 0 \quad (3.32)$$

unde: F_o - forța de anulare a diferenței de pas, este forța care produce alungirea (Δp_{th}) necesară pentru egalarea pasului de fabricație al curelei sincrone (în stare netensionată) și pasul roții de curea.

$$F_o = (p_b - p_{th}) \cdot c_z = \Delta p_{th} \cdot c_z \quad (3.33)$$

unde: p_{th} - pasul curelei sincrone sub acțiunea forței F_o .

Prin rezolvarea ecuației diferențiale (3.32) se obține variația forței de tracțiune de-a lungul arcului de înfășurare a roții conduse sub forma forței de tracțiune relativă F_{bi} dintr-un anumit punct a curelei în raport cu forța de tracțiune în ramura condusă F_2 :

$$\frac{F_{bi}}{F_2} = C_1 \cdot e^{A\left(\frac{i}{z_c}\right)} + C_2 \cdot e^{B\left(\frac{i}{z_c}\right)} + \frac{F_o}{F_2} \quad (3.34)$$

unde: $\frac{i}{z_c}$ - poziția relativă aflată în interiorul unghiului de înfășurare.

C_1, C_2 - constantele de integrare.

A, B - constante dependente doar de rigiditatea la întindere a curelei exprimată prin raportul $\frac{c_z}{c_R}$.

Admițând $\frac{c_z}{c_R} \gg \left(\frac{c_z}{c_R}\right)^2$, deci curele puțin elastice, rezultă următoarele relații pentru determinarea celor două constante A , respectiv B :

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{\left(2\left(\frac{c_z}{c_R}\right)^{1/2} + \frac{c_z}{c_R}\right)}{2} \\ B &= \frac{\left(2\left(\frac{c_z}{c_R}\right)^{1/2} - \frac{c_z}{c_R}\right)}{2} \end{aligned} \right\} \quad (3.35)$$

Constantele de integrare C_1 și C_2 se pot determina din pozițiile extreme ale angrenării:

◆ angrenarea primară *: $\frac{i}{z_c} = 0; \frac{F_{bi}}{F_2} = 1$

◆ angrenarea secundară **: $\frac{i}{z_c} = 1; \frac{F_{bi}}{F_2} = \frac{F_1}{F_2}$ (raportul forțelor din ramura conducătoare respectiv condusă).

$$\left. \begin{aligned} \frac{C_1}{F_2} &= \frac{\frac{F_1}{F_2} - \frac{F_o}{F_2} - \left(1 - \frac{F_o}{F_2}\right) \cdot e^{-B \cdot z_c}}{e^{A \cdot z_c} - e^{-B \cdot z_c}} \\ \frac{C_2}{F_2} &= \left(1 - \frac{F_o}{F_2}\right) \cdot F_2 - \frac{C_1}{F_2} \end{aligned} \right\} \quad (3.36)$$

Rapoartele $\frac{F_1}{F_2}$ și $\frac{F_o}{F_2}$ pot fi exprimate cu ajutorul forței periferice F_t și forței care încarcă arborele acționând după linia centrelor transmisiei F_r , respectiv raportul lor $\frac{F_t}{F_r}$ (valabil pentru transmisii cu ramuri paralele).

$$\left. \begin{aligned} \frac{F_1}{F_2} &= \frac{1 + \frac{F_t}{F_r}}{1 - \frac{F_t}{F_r}} \\ \frac{F_o}{F_2} &= \frac{2F_o}{F_r} \left(\frac{1}{1 - \frac{F_t}{F_r}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (3.37)$$

se observă că variația forțelor de tracțiune este locul geometric al tuturor valorilor forțelor de tracțiune și prin aceasta, repartitia sarcinii asupra fiecărui dinte în parte de-a lungul arcului de înfășurare este determinată în principal de valoarea pretensionării prin raportul $\frac{2F_o}{F_r}$.

Această valoare arată în ce măsură forța de întindere a transmisiei satisface abaterile de pas existente în faza netensionată a curelei.

Studiul teoretic efectuat de Köster la curelele 454 LA 075 pe baza relațiilor determinate pentru condiții de exploatare constante ($F_t = ct$; $F_r = ct$) pune în evidență influența forței de echilibrare (egalare) F_o în trei situații specifice:

- $\frac{2F_o}{F_r} = 1$ Pasul curelei tensionate corespunde pasului roții. Forța periferică este repartizată simetric de la intrarea până la ieșirea din angrenare.
- $\frac{2F_o}{F_r} > 1$ Pasul curelei tensionate este mai mic ca pasul roții. Forța periferică este transmisă în principal de partea de intrare în angrenare.
- $\frac{2F_o}{F_r} < 1$ Pasul curelei tensionate este mai mare ca pasul roții. Forța periferică este transmisă preponderent de partea de ieșire din angrenare.

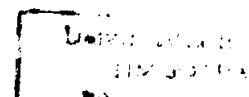
Repartitia forțelor de tracțiune la roata motoare este invers ca la cea condusă. Forța de tracțiune descrește de la intrare în angrenare ($F_1 = F_t$) spre ieșire ($F_1 = F_2 < F_t$) obținându-se:

$$\frac{d^2 F}{d\alpha^2} + \frac{c_r}{c_r} \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{dF}{d\alpha} - \frac{c_r}{c_r} \cdot \frac{1}{\alpha^2} (F - F_o) = 0 \quad (3.38)$$

Rezolvând ecuația diferențială (3.38) rezultă în final:

*) angrenarea primară - intrarea în angrenare a curelei cu roata

***) angrenarea secundară - ieșirea din angrenare a curelei și roții.



$$\frac{F_{bi}}{F_2} = C_1 \cdot e^{-A\left(\frac{i}{z_c}\right)} + C_2 \cdot e^{B\left(\frac{i}{z_c}\right)} + \frac{F_o}{F_2} \quad (3.39)$$

Constantele A și B își păstrează expresiile date de (3.35), dar constantele de integrare se determină din pozițiile extreme ale angrenării:

- ◆ angrenarea primară: $\frac{i}{z_c} = 0$; $\frac{F_{bi}}{F_2} = \frac{F_1}{F_2}$ (raportul forțelor de tracțiune din ramuri)
- ◆ angrenarea secundară: $\frac{i}{z_c} = 1$; $\frac{F_{bi}}{F_2} = 1$

Se observă că repartiția forțelor de tracțiune pe arcul de înfășurare al roții conducătoare este imaginea în oglindă a celei de pe roata condusă.

Pentru a determina care este influența forțelor de frecare dintre capul dintelui roții și suprafața inferioară a curelei între doi dinți pe arcul de înfășurare al roții conduse Köster [K18] presupune:

- datorită unei întinderi suficiente cureaua se așează complet pe arcul de cap al dinților roții;
- diferența forței de tracțiune (ΔF_{bi}) în dreptul unui dinte (i) de-a lungul arcului de înfășurare se compune dintr-o diferență de forță ($\Delta F_{bi}'$) datorată forței normale de presiune pe flancuri F_{ni} ca și de o componentă datorată forței de frecare F_{Ri} pe capul dintelui roții, între acesta și curea (v. Fig. 3.13 și rel. (3.47)).

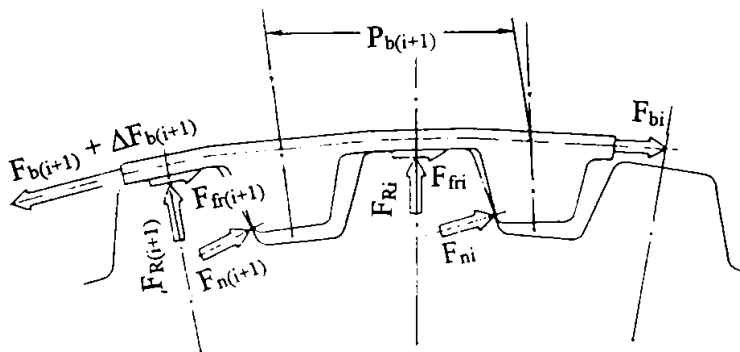


Fig. 3.13. [K18]. Echilibrarea pasului prin deformarea dintelui luând în considerare frecarea (roata condusă).

$$\begin{aligned} \Delta F_{bi} &= \Delta F_{bi}' + \mu F_{Ri} \\ \Delta F_{b(i+1)} &= \Delta F_{b(i+1)}' + \mu F_{R(i+1)} \end{aligned} \quad (3.40)$$

Diferența de pas este echilibrată de o deformare a dintelui curelei determinată doar de forța normală pe flancul dintelui $\Delta F_{bi}'$ / respectiv $\Delta F_{b(i+1)}'$.

$$\Delta p_b = p_{i-1} - p_p = \frac{\Delta F_{bi}' - \Delta F_{b(i+1)}'}{c_z} \quad (3.41)$$

De aici rezultă dependența de bază:

$$\Delta p_b = p_p - p_{th} = \frac{F_{bi}}{c_R} + \frac{\Delta F_{bi}}{c_R} - \frac{\Delta(\Delta F_{bi}') - \mu \Delta F_{Ri}}{c_z} \quad (3.42)$$

unde: $\Delta F_{Ri} = F_{R(i+1)} - F_{Ri}$

Ținând cont de relațiile determinate de Eytelwein Euler pentru transmisia prin frecare la curelele late rezultă:

$$\frac{F_{bi} + \mu F_{Ri}}{F_{bi}} = \frac{F_{b(i+1)} + \mu F_{R(i+1)}}{F_{b(i+1)}} = e^{2\mu\theta} \quad (3.43 \text{ a})$$

respectiv: $\mu \Delta F_{Ri} = \Delta F_{bin} (e^{2\mu\theta} - 1)$ (3.43 b)

unde: μ - coeficientul de frecare;

2θ - arcul de cap al dinților roții.

Procedând la fel ca în cazul neglijării forței de frecare rezultă ecuația diferențială de ordinul doi cu coeficienți constanți:

$$\frac{d^2 F}{d\varphi^2} - \frac{1}{\varphi\alpha} \cdot \frac{c_Z}{c_R} \cdot \left[1 + \frac{c_Z}{c_R} \cdot (e^{2\mu\theta} - 1) \right] \frac{dF}{d\alpha} - \frac{1}{\alpha^2} \cdot \frac{c_Z}{c_R} \cdot (F - F_o) = 0 \quad (3.44)$$

Soluția acesteia este de forma:

$$\frac{F_{bi}}{F_2} = C_1 \cdot e^{A' \left(\frac{i}{z} \right)} + C_2 \cdot e^{-B' \left(\frac{i}{z} \right)} + \frac{F_o}{F_2} \quad (3.45)$$

unde pentru A' , B' corespund relațiile:

$$\left. \begin{aligned} A' &= \frac{2 \sqrt{\frac{c_Z}{c_R} + \frac{c_Z}{c_R} + (e^{2\mu\theta} - 1)}}{2} \\ B' &= \frac{2 \sqrt{\frac{c_Z}{c_R} - \frac{c_Z}{c_R} + (e^{2\mu\theta} - 1)}}{2} \end{aligned} \right\} \quad (3.46)$$

Pentru roata motoare se obține soluția :

$$\frac{F_{bi}}{F_2} = C_1 \cdot e^{-A' \left(\frac{i}{z} \right)} + C_2 \cdot e^{B' \left(\frac{i}{z} \right)} + \frac{F_o}{F_2} \quad (3.47)$$

Repartiția forței de tracțiune pe roata condusă respectiv pe roata motoare are aceeași tendință, dar valorile reale la roata condusă sunt sub cele teoretice determinate prin neglijarea frecării, iar la roata motoare deasupra. Această situație se explică prin faptul că forța de frecare acționează împotriva variației forței de tracțiune.

Pe baza studiului efectuat de Köster [K18] se pot pune în evidență următoarele :

- La transmisiile prin curele sincrone, repartiția sarcinii de-a lungul arcului de înfășurare prezintă importanță pentru cunoașterea capacității de transmitere a forțelor de către aceasta. Experimental a fost demonstrat că o creștere lină a forțelor tracțiune, la intrarea în angrenare cu roata condusă, determină o capacitate de încărcare mai mare. Motivul este faptul că dinții curelei în zona respectivă nu pot suporta diferențe mari ale forței de tracțiune, deoarece acestea modifică pasul

prea mult, determinând fenomenul de încălecare a dinților curelei pe roată, **sărire** peste dinți. Acest fenomen poate fi prevenit prin schimbarea raportului de pretensionare sau a pasului roții conduse.

- Prin introducerea unor parametrii adimensionali $\frac{F_{bi}}{F_2}$ respectiv $\frac{F_1}{F_2}$, se reușește reducerea parametrilor care influențează repartiția forțelor de tracțiune pe arcul de înfășurare, la numai trei. Acest lucru face posibilă compararea repartiției forțelor de tracțiune la curele diferite și la condiții diferite de deplasare.

În situațiile analizate până acum s-a pornit de la ipoteza că numai dinții curelei și ai roții aflați în angrenare completă transferă sarcina. În realitate însă la transmisiile prin curele sincrone la începutul și la sfârșitul angrenării, există părți de angrenare geometric incompletă (v. Fig. 3.14), no ă n 'u-se:

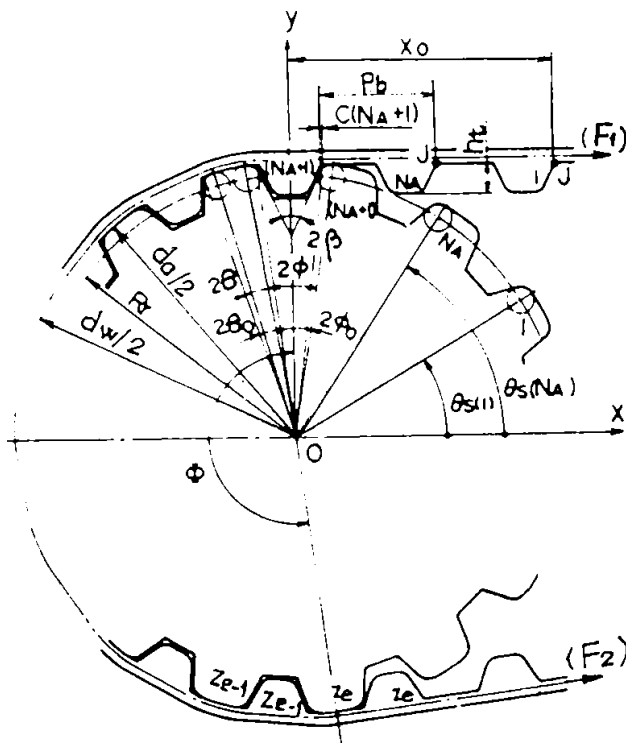


Fig. 3.14. [K21]. Angrenarea curelei sincrone cu roata de curea.

$$\alpha(M_i) = \frac{2\pi}{z} \cdot \frac{(M_i - 1)}{M} \quad M_A=1, 2, \dots, M \quad (3.48)$$

unde: z - numărul de dinți ai roții.

În Fig. 3.14 este prezentat cazul când $\alpha(1) = 0$ respectiv $\alpha(M + 1) = \frac{2\pi}{z}$, adică cele două situații extreme la rotirea cu un pas. Jocul care a fost luat în considerare anterior pentru angrenarea completă se presupune că nu se modifică dependent de $\alpha(M_A)$ iar pentru un

- l dinte aparținând curelei sincrone respectiv roții de curea, situat înaintea perechii aflată în angrenare in-completă;
- N_A perechea aflată în angrenare incompletă;
- N_B numărul de perechi de dinți aflați în contact.
- $z_c = N_A + N_B + N_C$ este numărul total de perechi de dinți ai curelei și roții de curea aflați în contact și angrenare incompletă;
- N_E ultimul dinte aflat în contact ($N_E = z_c - 1$ pentru că $N_C = 1$).

Pentru obținerea distribuției sarcinii este suficient să se cunoască viteza de rotație a roții de curea [K21]. Pasul se împarte în M părți și se rotește roata cu M_A dintre acestea. Unghiul de poziție $\alpha(M_A)$ față de axa y (v. Fig. 3.15 a, b și c) a punctului M se poate calcula cu relația (3.48) :

dinte (i) al roții poziția curelei față de axa x este determinată prin unghiul de poziție θ_{si} (v. rel. (3.49)) :

$$\theta_{si} = \frac{\pi}{2} - \phi + \alpha(M_A) - \frac{2\pi}{z}(N_A - i + 1) \quad (3.49)$$

pentru $i = 1, 2, \dots, N_A$ și $M_A = 1, 2, \dots, M$.

Poziția aceluiași dinte i al roții față de punctul J (v. Fig. 3.14) se obține funcție de coordonatele x_{ji} , y_{ji} . Deplasările pentru x_{ji} , y_{ji} se obțin considerând roata ca un poligon (v. Fig. 3.15 a, b, c) cu un unghi $\alpha(M_A)$ din poziția inițială conform Fig. 3.14. Conform situațiilor din Fig. 3.15 a, c, cureaua se mișcă în ambele direcții (x și y) de-a lungul racordării, iar în cazul din Fig. 3.15 b numai după direcția x. Pentru analiză, în continuare se admite poziția standard pentru punctul J al dintelui numărul 1 amplasat la distanța x_0 față de originea 0. Dacă jocul celui de al (N_A+1) -lea dinte este $C(N_A+1)$ atunci :

$$x_0 = \frac{(S + BL)}{2} - C(N_A + 1) + p_b \cdot N_A \quad (3.50)$$

La rotirea roți cu unghiul $\alpha(M_A)$, coordonatele x_{ji} și y_{ji} sunt date de sistemul de ecuații (3.51), în următoarele trei situații:

(1) pentru $0 \leq \alpha(M_A) < \phi$ (v. Fig. 3.15 a)

$$x_{ji} = x_0 - \left\{ R_r \left[\sin \phi - \sin(\phi - \alpha(M_A)) \right] \right\} + (r_t + u) \cdot \alpha(M_A) + p_{b(i-1)}$$

$$y_{ji} = R_r \cos[\phi - \alpha(M_A)] + r_t$$

(2) pentru $\phi \leq \alpha(M_A) < (\phi + 2\theta)$ (v. Fig. 3.15b)

$$x_{ji} = x_0 - \left\{ R_r \sin \phi + (r_t + u)\phi - \left[\alpha(M_A) - \phi \right] \frac{d_w}{2r_c} + p_{b(i-1)} \right\}$$

$$y_{ji} = \frac{d_a}{2}$$

(3) pentru $(\phi + 2\theta) \leq \alpha(M_A) < \frac{2\pi}{z}$ (v. Fig. 3.15 c)

$$x_{ji} = x_0 - \left\{ R_r \sin \phi + (r_t + u)\phi + 2 \frac{d_w}{2} \cdot \theta + R_r \sin[\alpha(M_A) - (\phi + 2\theta)] + (r_t + u) \cdot [\alpha(M_A) - (\phi + 2\theta)] + p_{b(i-1)} \right\}$$

$$y_{ji} = R_r \cos[\alpha(M_A) - (\phi + 2\theta)] + r_t \quad (3.51)$$

În situația din Fig. 3.14 forțele din ramura motoare, respectiv condusă sunt F_1 și F_2 (atribuite arbitrar); eforturile din curea între dinți sunt F_{b1} , F_{b2} , ..., $F_{b(z-1)}$, iar sarcina pe fiecare dinte al roții este F_{n1} , F_{n2} , ..., F_{nz} . Sub acțiunea efortului F_{bi} care acționează asupra dintelui i al curelei, dintele se deformează conform situației reprezentate cu linie întreruptă în

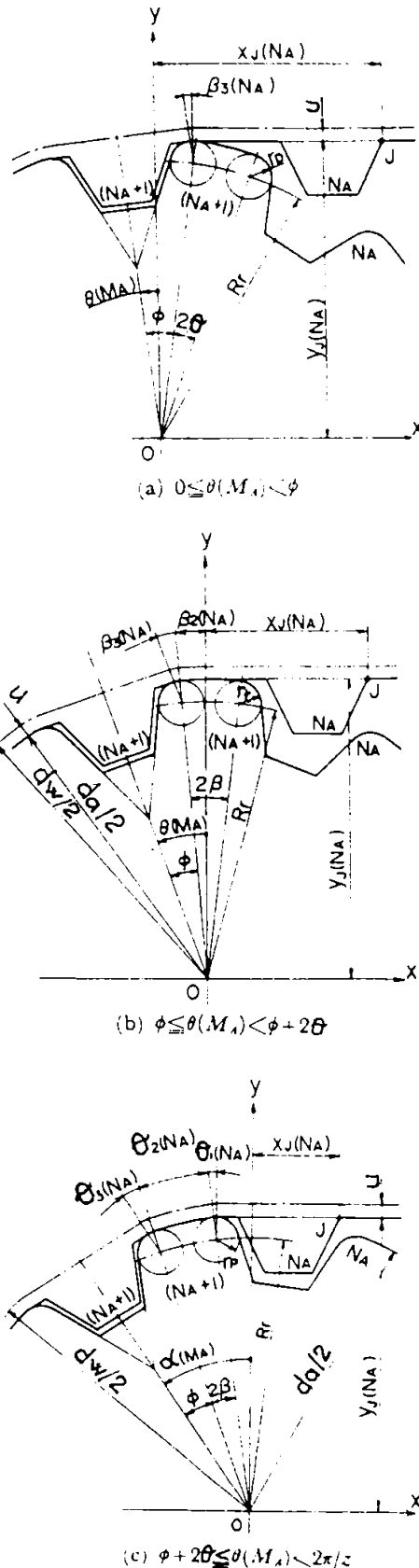


Fig. 3.15. [K21]. Mișcarea curelei funcție de unghiul $\alpha(M_A)$

Fig. 3.16. Notând alungirea curelei pe zona dintre doi dinți cu l_i , respectiv alungirea dintelui cu S_i și devierile dintelui K cu δ_i și a lui (i+1) cu $\delta_{(i+1)}$ se poate scrie relația :

$$\delta_{i+1} = \delta_i - l_i + S_i \tag{3.52}$$

pentru $i = 1, 2, \dots, (z_c - 1)$.

Pentru a obține F_{ni} și F_{bi} este necesar să se ia în considerare și semnul lui δ_i .

Deplasarea λ_i a dintelui i al curelei după ce el contactează dintele roții este dată de una din ecuațiile sistemului:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_i &= 0 \\ \lambda_i &= \delta_i - C_i \\ \lambda_i &= \delta_i + B_i \end{aligned} \right\} \tag{3.53}$$

pentru : $i = 1, 2, \dots, z_c$.

Când dintele curelei se rotește din starea de ageare în cea de contact complet, unghiurile de înfășurare dintre dintelui N_A al curelei și dintelui $(N_A + 1)$ se schimbă, la un unghi de mișcare arbitrar al roții $\alpha(M_A)$ ca în Fig. 3.16.

Aceste unghiuri de înfășurare notate cu $\theta_1(N_A)$, $\theta_2(N_A)$, $\theta_3(N_A)$ (v. Fig. 3.15 a, b, c) pot fi calculate conform relațiilor :

$$\left. \begin{array}{l} \text{pentru } 0 \leq \alpha(M_A) < \phi : \theta_1(N_A) = 0; \theta_2(N_A) = 0; \theta_3(N_A) = \alpha(M_A) \\ \text{pentru } \phi \leq \alpha(M_A) < (\phi + 2\theta) : \theta_1(N_A) = 0; \theta_2(N_A) = \alpha(M_A) - \Phi; \theta_3(N_A) = \Phi \\ \text{pentru } (\phi + 2\theta) \leq \alpha(M_A) < \frac{2\pi}{z} : \theta_1(N_A) = \alpha(M_A) - (\Phi + 2\theta); \theta_2(N_A) = 2\theta; \theta_3(N_A) = \Phi \end{array} \right\} (3.54)$$

unde: $M_A = 1, 2, \dots, M$.

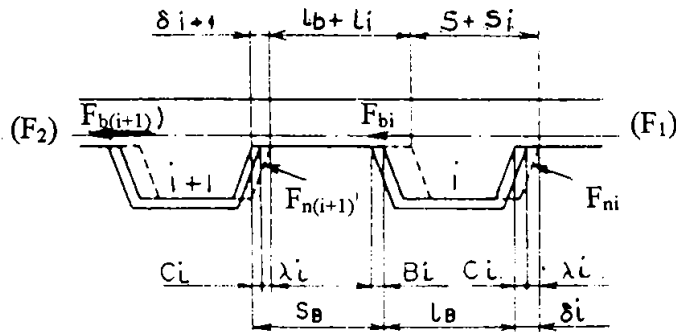


Fig. 3.16. [K21]. Deformația dintelui curelei.

și pentru dintele curelei de la 1 la $(N_A - 1)$ $\theta_{1i} = \theta_{2i} = \theta_{3i} = 0$, iar pentru dintelui curelei de la $(N_A + 1)$ la $(N_E - 2)$, $\theta_{1i} = \theta_{3i} = \phi$ și $\theta_{2i} = 2\theta$. Când efortul F_{bi} (v. Fig. 3.17) acționează în punctul G_1 , efortul în punctul G_4 este modificat la F'_{bi} datorită frecării dintre curea și roată. În aceste condiții unghiul teoretic de înfășurare $\theta_{1i} + \theta_{2i} + \theta_{3i}$ în

situația în care cureaua este în contact complet cu roata este $2(\phi + \theta) = \frac{2\pi}{z}$ în ciuda lui r_1 .

Pentru $r_1 = 0$ unghiul de înfășurare este 2θ , astfel încât apare o discontinuitate pe unghiul de înfășurare între $2\theta_1$ și $2(\phi + \theta)$. De aceea considerând unghiul de înfășurare real în θ_{1i} și θ_{3i} prin r_1 rezultă că unghiurile de înfășurare reale θ'_{1i} și θ'_{3i} sunt reduse pentru $\frac{d_w}{2} \geq (r_1 + u)$

sub forma :

$$\begin{aligned} \theta'_{1i} &= \frac{(r_1 + u)2}{d_w} \cdot \theta_{1i}; \\ \theta'_{3i} &= \frac{(r_1 + u)2}{d_w} \cdot \theta_{3i}; \end{aligned} \tag{3.55}$$

pentru $i = 1, 2, \dots, z_c$.

Ecuatiile (3.55) se recomandă să fie utilizate pentru unghiul de înfășurare, iar ecuațiile (3.54) pentru lungimea de înfășurare a curelei. Utilizând coeficientul de frecare μ dintre curea și roată și ecuațiile (3.55), efortul F'_{bi} în punctul G_4 se calculează pe baza relației:

$$F'_{bi} = e^{-\mu[\theta'_{1i} + \theta_{2i} + \theta'_{3i}]} \cdot F_{bi} \tag{3.56}$$

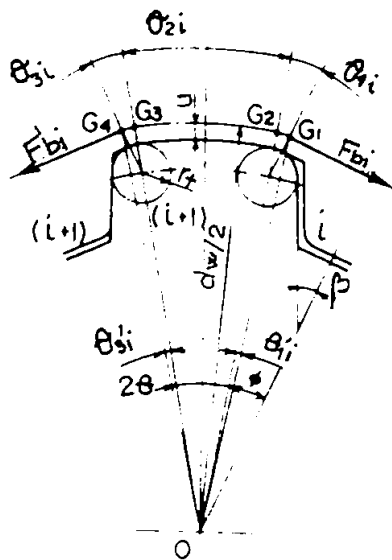


Fig. 3.17. [K21]. Alungirea corpului curelei între doi dinți.

Alungirea pe arcul $\widehat{G_1G_4}$ este luată în considerare făcând o împărțire a ei în trei pași, după cum urmează :

■ Notând cu A suprafața secțiunii transversale a cordajului și cu E modulul de elasticitate E al curelei, alungirea se determină :

■ pe arcul $\widehat{G_1G_2}$:

$$l_{1i} = \frac{r_i + u}{AE} \cdot F_{bi} \cdot \left\{ \frac{1}{\mu} [1 - e^{-\mu\theta_{1i}}] + \phi - \theta_{1i} \right\}$$

■ pe arcul $\widehat{G_2G_3}$:

$$l_{2i} = \frac{d_w}{2AE} \cdot F_{bi} \cdot e^{-\mu\theta_{2i}} \cdot \left\{ \frac{1}{\mu} [1 - e^{-\mu\theta_{2i}}] + 2\theta - \theta_{2i} \right\}$$

(3.57)

■ pe arcul $\widehat{G_3G_4}$:

$$l_{3i} = \frac{r_i + u}{AE} \cdot F_{bi} \cdot e^{-\mu[\theta_{3i} + \theta_{2i}]} \cdot \left\{ \frac{1}{\mu} [1 - e^{-\mu\theta_{3i}}] + \phi - \theta_{3i} \right\}$$

pentru $i = 1, 2, \dots, (z_2 - 1)$

Funcție de cele trei alungiri parțiale alungirea totală l_i pe arcul $\widehat{G_1G_4}$ se determină cu relația

$$l_i = l_{1i} + l_{2i} + l_{3i} \tag{3.58}$$

pentru $i = 1, 2, \dots, (z_2 - 1)$

În cazul unei angrenări complete, unghiul de presiune la dinte i este $\beta_i = \beta$, dar în cazul unei angrenări incomplete, β_i se modifică funcție de poziția θ_{si} a roții și este reprezentat în direcție perpendiculară față de suprafața dintelui roții, adică la C_i de la începutul angrenării $\beta_i = \theta_{s1}$ ($i = 1, 2, \dots, N_A$) (v. Fig. 3.18). În același mod poate fi obținut β_i pentru B_i la începutul angrenării și C_i respectiv B_i la sfârșitul angrenării.

Pentru determinarea alungirii dintelui S_i se ia în considerare echilibrarea eforturilor F_{bi} din punctul G_1 cu $F'_{b(i-1)}$ - $F_{ni} \cos\beta_i$ din punctul G_5 (v. Fig. 3.19). Lungimea segmentului $\widehat{G_1G_4}$ este $2x_{rp}$. De aceea alungirea S_i a segmentului $2x_{rp}$ este dată de relația:

$$S_i = \frac{2x_{rp}}{AE} [F'_{b(i-1)} - F_{ni} \cos\beta_i] \tag{3.59}$$

pentru $i = 1, 2, \dots, (z_2 - 1)$

La dinte numărul 1, deoarece nu acționează nici o forță de frecare, alungirea acestuia S_1 este determinată cu

$$S_1 = \frac{2x_{rp}}{AE} [F_1 - F_{n1} \cos\beta_1] \tag{3.60}$$

Sarcina F_{ni} care acționează pe flancul i al dintelui rezultă din :

$$F_{ni} = \frac{\lambda_i}{f_i \cdot \cos \beta_i} \quad (3.61)$$

pentru : $i = 1, 2, \dots, z_c$.

Elasticitatea f_i este modificată de poziția dintelui i și rămâne valabilă pentru calcul expresia dată de relația (3.23), cu observația că în acest caz $i = 1, 2, \dots, N_A$, iar coeficienții a , b , c și d sunt funcție de θ_{si} . Pentru $i = N_E, \dots, z_c$ sunt valabile aceleași remarci, dar de la $i = N_A + 1$ până la $N_E - 1$, coeficienții experimentali sunt constanți.

Dacă se ține cont de echilibrul forțelor pe direcție tangențială, efortul la nivelul dintelui $(i+1)$ este :

$$F_{b(i+1)} = \frac{F'_{bi} \cdot \cos[\theta_{33} - \theta'_{3i}] - F_{n(i+1)} \cdot \cos \beta_{(i+1)}}{\cos[\theta_{1(i+1)} - \theta'_{1(i+1)}]} \quad (3.62)$$

pentru : $i = 1, 2, \dots, (z_c - 1)$

unde efortul în ramura condusă (descărcată) trebuie să fie $F_2 \geq 0$.

Ținând cont de faptul că la nivelul dintelui (1) al curelei nu acționează nici o forță de frecare, efortul F_{b1} este :

$$F_{b1} = F_{10} - F_{n1} \cdot \cos \beta_1 \quad (3.63)$$

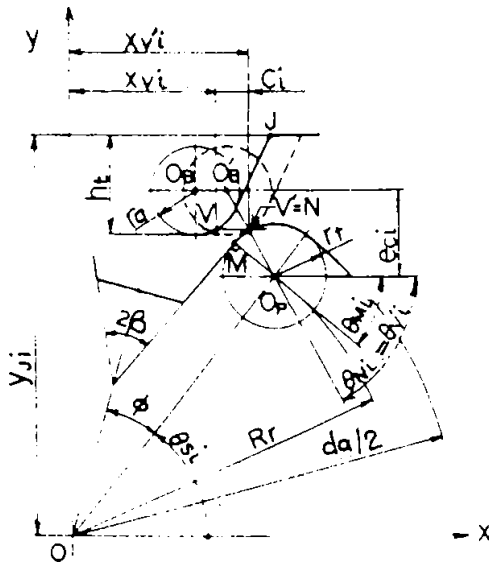
Forța de frecare acționând între capul dintelui și corpul curelei în zona aflată înaintea dintelui $(i+1)$ poate fi exprimată dacă se ține cont și de ecuația (3.56) :

$$F_{fr(i+1)} = \left\{ 1 - e^{-\mu[\theta'_{1i} + \theta_{2i} + \theta'_{3i}]} \right\} \cdot F_{bi} \quad (3.64)$$

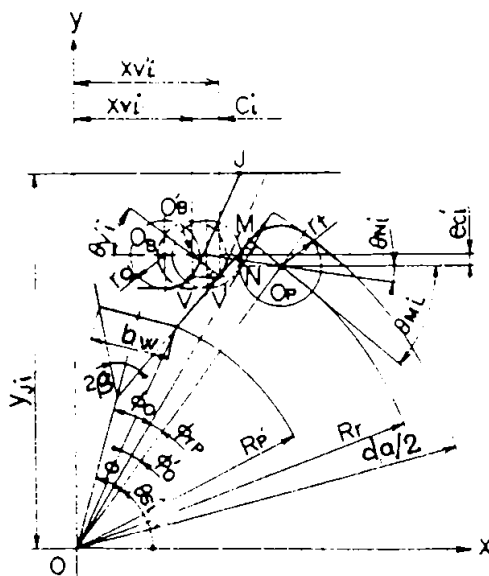
pentru : $i = 1, 2, \dots, z_c$.

În consecință forța F_{pi} care acționează asupra dintelui (i) poate fi calculată funcție de F_{ni} și F_{fr} cu relația (3.28) unde însă $i = 1, 2, \dots, z_c$, pentru primul dinte componenta F_{fr1} fiind nulă.

Atunci forța periferică (tangențială) F_{bi} acționând asupra dintelui curelei se calculează din egalitatea evidentă:



a). cazul contactului cu capul dintelui



b). cazul contactului cu flancul rectiliniu al dintelui

Fig. 3.18. [K21]. Natura contactului la C_i .

$$F_{bi} = F_{ni} \cdot \cos \beta_i + F_{f_i} \quad (3.65)$$

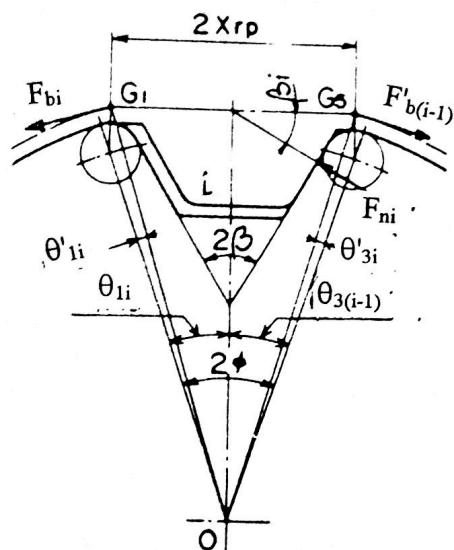


Fig. 3.19. [K21].

Alungirea dintelui curelei.

existenței unei zone de angrenare incompletă și a efectului poligonal determinat de mișcarea roții de curea). În Fig. 3.20 pulsația A indică mișcarea punctului capului dintelui roții conduse, iar pulsația B indică poziția primului dinte al roții aflat în angrenare completă cu dintele curelei. În situația analizată se constată că sarcina maximă asupra dintelui roții apare între dinții 3 și 4, cauza fiind lipsa forței de frecare F_{f_i} la rotirea cu un pas unghiular între dinții 2 și 3 și începerea acțiunii treptate a acestei forțe între dinții 3 și 4, iar de la dinte 4 suma forțelor de frecare conduce la maximul forței pe capul dintelui.

În studiul efectuat de Kagotani [K5] la parametrii diferență de pas, caracteristicile elastice ale curelei, existența zonelor de angrenare incompletă la intrare, respectiv ieșirea curelei de pe roată a căror influență asupra distribuției sarcinii pe arc de înfășurare a fost luată deja în considerare în cercetările anterioare, se adaugă și tensionarea inițială.

În acest studiu modelul pentru angrenarea curelei sincrone cu roata de curea este prezentat în Fig. 3.21. Dinții sunt numerotați de la $i = 1$ până la $i = z_e + 4$, și corespund :

- $i = 1$ și $i = z_e + 4$ dinții aflați la intrarea respectiv ieșirea din zona de angrenare incompletă;
- $i = 2$ și $i = z_e + 2$, dinții aflați în angrenare incompletă primară / secundară a curelei pe / de pe roata de curea ;
- $i = 3, 4, \dots, z_e$, dinții aflați în angrenare completă pe arc de înfășurare.

Eforturile F_{f_i} (de frecare) și F_{n_i} (care încarcă flancul dintelui) păstrează semnificațiile din studiul [K19], iar F_{b_i} este efortul din curea între doi dinți, determinat de tensionarea inițială. Eforturile F_{n_i} și F_{f_i} sunt pozitive dacă sensul lor de acționare corespunde sensului de mișcare al roții, respectiv negative dacă acționează în sens contrar sensului de mișcare al acesteia. Valorile acestor eforturi în afara arcului de înfășurare sunt $F_{b1} = F_{b2} = F_o$, $F_{f1} = F_{f2} = F_{f3} = 0$, $F_{n1} = F_{n2} = 0$. Dacă diferența de pas Δp_b este definită conform Fig. 3.8 a, b atunci pe arc de înfășurare F_{n_i} poate fi calculată folosind relația:

pentru : $i = 1, 2, \dots, z_e$.

Forța F_i care trebuie transferată este obținută prin însumarea forțelor periferice F_{b_i} .

Experimentul efectuat de Koyama [K21] pentru o curea tip 345 L 075 din policloropren cu cordaj din fibră de sticlă și țesătură protectoare de nylon, pentru o transmisie cu raport de transmitere $i = 1$, având turația la roata motoare $n = 390$ rot/min, $z = 36$ dinți, $\Delta p_b = -0,018$ mm, $F_1 = 930$ N, $F_2 = 100$ N, $E = 50000$ N/mm², $f_i = 0,003$ mm/N, $\mu = 0,35$ arată că distribuția forței periferice pe dinții roții conduse (v. Fig. 3.20) obținută experimental este mai apropiată de cea teoretică (determinată în acest caz în ipoteza

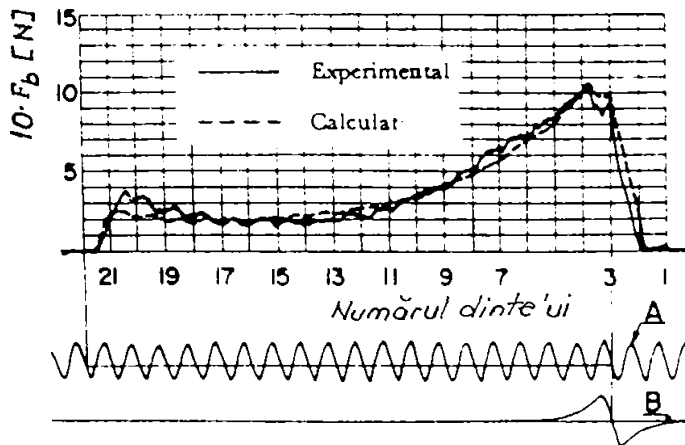


Fig. 3.20. [K21]. Distribuția sarcinii pe roata condusă.

$$F_{ni} = \frac{\sigma_i}{f_i \cdot \cos \beta} \tag{3.66}$$

unde: σ_i - presiunea de contact din dinte curelei după contactul său cu roata de curea;

f_i - complianța/elasti-vitate (păstrează semnificația din relația 3.21)

Pentru calculul forței de frecare F_{fri} rămân valabile relațiile (3.27). Efortul $F_{b(i+1)}$ determinat de forța de echilibrare a pasului pe direcție tangențială este determinat din:

$$F_{b(i+1)} = F_{bi} - \left(F_{fri} + \frac{F_{ni} \cdot \cos \beta}{\cos \phi} \right) \tag{3.67}$$

Sarcina tangențială F_{ni} care acționează asupra unui dinte i este:

$$F_{ni} = F_{mi} \cdot \cos \beta + F_{fri} \tag{3.68}$$

iar sarcina transmisă F_{ti} se obține prin însumarea algebrică a sarcinilor F_{ti} .

$$F_t = \sum_{i=1}^z F_{ti} \tag{3.69}$$

Pentru o transmisie prin curea sincronă tip L, având: $p_b = 9,525$ mm, $i = 1$, $z_1 = z_2 = 36$ dinți, $\Delta p_b = -0,02$ mm, $f_i = 3,0$ $\mu\text{m/N}$, $\mu = 0,4$, $BL = 0,3$ mm, $n = 22$; $AE = 150$ kN (A - aria secțiunii transversale a cordajului, E - modulul de elasticitate al acestuia) și pretensionată la $F_o = 100$ N, $F_o = 300$ N, $F_o = 500$ N, $F_o = 1,2$ kN, rezultatele pentru F_{mi} , F_{bi} , F_{ti} , utilizând relațiile (3.66), (3.27), (3.67), (3.68) sunt prezentate în Fig. 3.22. Concluziile care pot fi trase urmărind aceste reprezentări sunt:

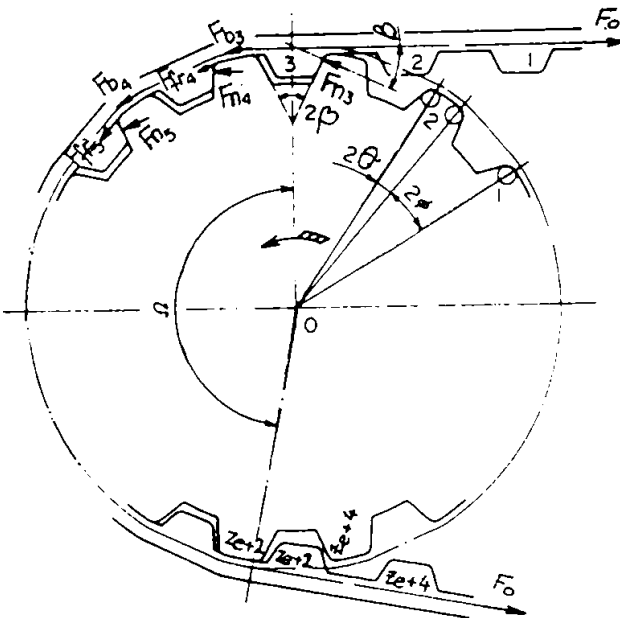


Fig. 3.21. [K5]. Angrenarea curelei sincrone cu roata.

119

◆ Curea sincronă și roata de curea sunt în contact (angrenare completă) de la dintelul 3 până la dintelul 21.

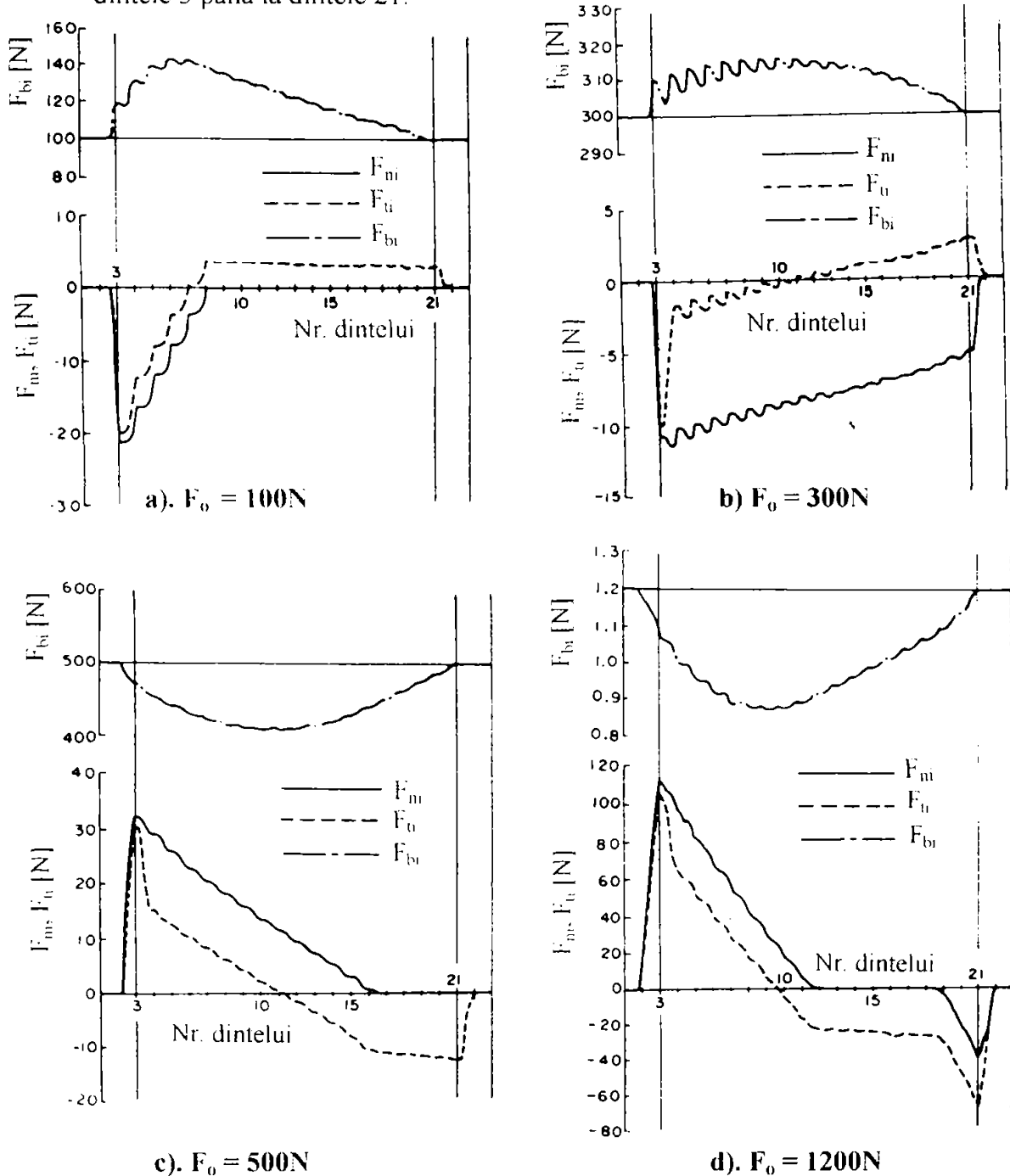


Fig. 3.22. [K5]. Distribuția sarcinii pe capul dintelui curelei sincrone la roata motoare.

- ◆ Faza de coborâre sau ridicare a lui F_{ni} în jurul dintelui numărul 2 arată că începutul angrenării determină interferența dintelui curelei cu dintele roții.
- ◆ Rezultatele calculelor pun în evidență o schimbare foarte mică a eforturilor F_{ni} , F_t , F_{bt} funcție de variația pasului. Schimbarea apare ca urmare a interferenței dintelui în zona de angrenare incompletă și sub acțiunea efectului poligonal al roții.

Această schimbare este afectată în special de cantitatea interferenței de la începutul sau sfârșitul angrenării incomplete.

- ◆ Sarcina pe dinte F_{ni} are valori negative când $F_o = 100N$ respectiv $F_o = 300N$ (v. Fig. 3.22 a, b) și valori pozitive când $F_o = 500N$ respectiv $F_o = 1200N$ (v. Fig. 3.22 c, d). Cauza o constituie faptul că forțele de frecare diferă ca sens funcție de mărimea pretensionării. În general forța de transmis $F_t = 0$ atunci când acționează numai forța de pretensionare. Dacă se ține cont de această particularitate și de relațiile (3.68) și (3.69), rezultă că $F_{ni} \cdot \cos\beta = F_{tn}$, adică sensul de acțiune pentru F_{ni} este opus celui al lui F_{tn} și pozitivă sau negativă / fiind dependentă de mărimea forței de pretensionare; valoarea sa crește și atinge maximul proporțional cu pretensionarea. Explicația rezultă din faptul că mărimea sarcinii maxime pe dintele curelei sincrone este reglată funcție de relația dintre p'_b (pasul curelei după pretensionare) și p_p la începutul angrenării. Numărul de dinți în contact cu roata manifestă aceeași tendință de creștere odată cu creșterea pretensionării.
- ◆ La începutul angrenării, în zona de angrenare incompletă între dintele 2 și 3, cu cât este sarcina maximă pe dintele curelei mai mare, cu atât este mai mare deplasarea dintelui curelei și ca urmare crește durata interferenței.

Rezultatele experimentale pun în evidență o bună concordanță cu cele teoretice, (cu o eroare minimă la valori crescute ale pretensionării).

Karolev [K12] stabilește ecuațiile exponențiale pentru determinarea repartiției forțelor de tracțiune și a sarcinii de-a lungul arcului de înfășurare ținând cont de elasticitatea curelei și a dinților săi, de diferențele de execuție a pasului între curea și roată, precum și de forțele din ramuri.

În timpul transferului momentului de torsiune ia naștere o diferență de forțe, dintre ramura conducătoare (F_1) și ramura condusă (F_2) (v. Fig. 3.23), de mărimea forței periferice (F_t):

$$F_t = F_1 - F_2 \quad (3.70)$$

Dacă se neglijează efectele forței centrifuge, forța (F_t) care încarcă arborele transmisiei poate fi calculată prin însumarea geometrică a componentelor $F_{1,2}$:

$$F_t = \sqrt{F_2^2 + F_1^2 - 2F_2 \cdot F_1 \cdot \cos(z_r \cdot \alpha)} \quad (3.71)$$

unde:

$\gamma = z_e \cdot \alpha$ - este unghiul efectiv de înfășurare.

Începând de la ramura condusă, forța de tracțiune de-a lungul arcului de înfășurare crește prin salturi discrete de la pas la pas.

Ținând cont de simbolizarea elementelor geometrice conform Fig. 3.23 și 3.24 se poate determina mărimea pasului funcțional al curelei p_{bi} sub acțiunea forței de tracțiune F_{ti} :

$$p_{bi} = p_{th} + \frac{F_{ti}}{c_R} \quad (3.72)$$

unde pasul teoretic (p_{th}) și rigiditatea (c_R) sunt determinate conform [K10].

Cu mărimile geometrice din Fig. 3.24 și luând în considerare efectul poligonal rezultă pasul roții (p_p):

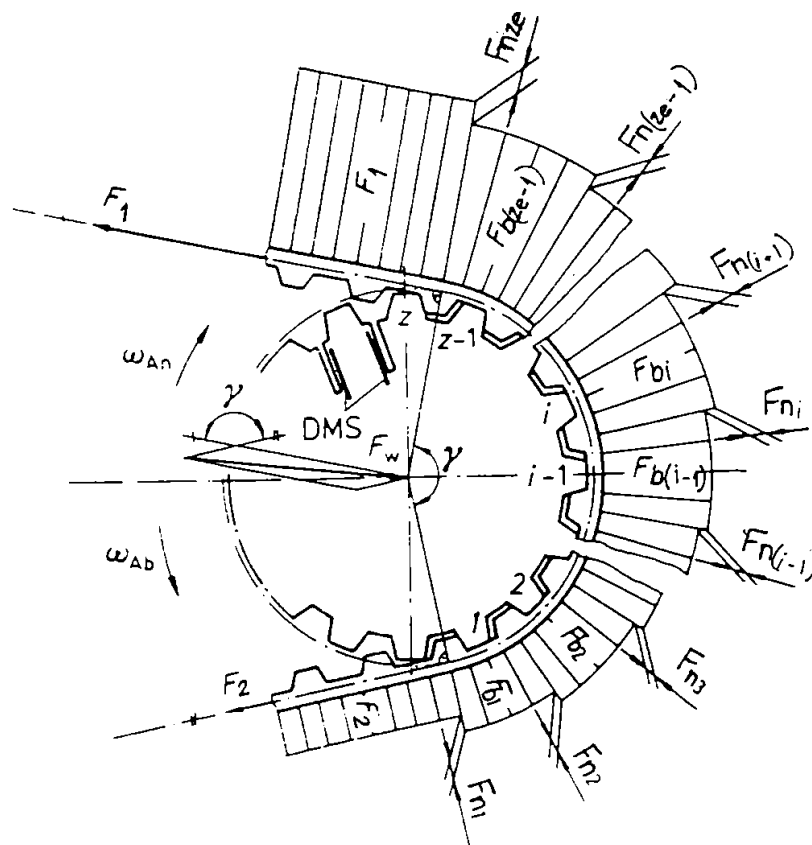


Fig. 3.23. [K12]. Forțele de tracțiune și forțele pe dinții curelei sincrone în funcționare (ω_{AD} și ω_{AB} viteza unghiulară la roata conducătoare respectiv condusă).

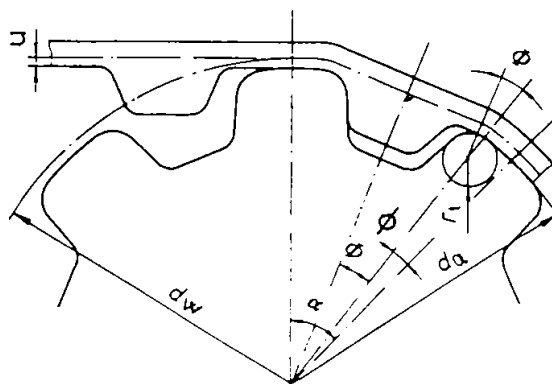


Fig. 3.24. [K12]. Mărimile geometrice pentru calculul pasului roții de curea.

$$p_p = 2 \left[\theta \cdot \left(\frac{d_a}{2} + u \right) + \phi \cdot (r_f + u) + \left(\frac{d_a}{2} - r_f \right) \cdot \sin \phi \right] \quad (3.73)$$

Parametrii roții de curea și mărimea (u) trebuie determinați experimental [K10], dacă nu se cunosc de la fabricare.

Diferența de pas (Δp_i) dintre pasul roții și pasul curelei sub acțiunea forței F_{bi} se calculează pe baza relației evidente:

$$\Delta p_i = p_p - p_{bi} = p_p - \left(p_{th} + \frac{F_{bi}}{c_R} \right) \quad (3.74)$$

Diferența teoretică de pas Δp_{th} , este determinată de fabricație și reprezintă un parametru caracteristic fiecărei perechi curea - roată de curea :

$$\Delta p_{th} = p_p - p_{th} \quad (3.75)$$

În continuare introducând parametrul (Δp_{th}) în relația (3.74) și punând condiția $\Delta p_{bi}=0$ se obține forța de tracțiune F_o pentru care pasul curelei este egal cu pasul roții:

$$F_o = \Delta p_{th} \cdot c_R \quad \cup \quad c_R = const. \quad (3.76)$$

Această așa numită "forță de egalare a pasului" este un parametru constant pentru fiecare cuplu curea - roată în parte.

La nivelul dintelui i se află în echilibru forțele de tracțiune F_{bi} , $F_{b(i-1)}$ și forța F_{ni} pe flancul dintelui (v. Fig. 3.25), dacă se neglijează forțele centrifuge și cele de frecare dintre curea și capul dintelui roții.

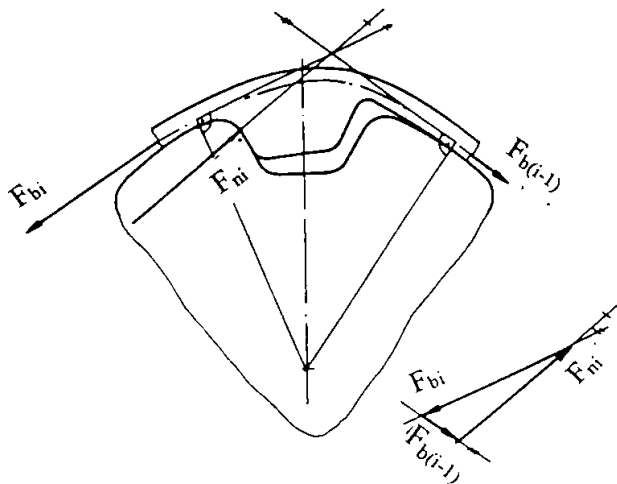


Fig. 3.25. [K12]. Echilibrul forțelor la nivelul dintelui i.

3.25) depind atât de mărimea diferenței forțelor de tracțiune F_{bi} ca și de forța de tracțiune medie $(F_{bi} + F_{b(i-1)}) / 2$ pe dinte [K10], [K11].

Deformația dintelui curelei x_i reprezentată pentru simplificare ca o deplasare paralelă a flancurilor (v. Fig. 3.26), se determină experimental prin măsurarea deplasării relative dintre curea și roată în funcție de F_{ni} .

$$F_{bi} - F_{b(i-1)} = F_{ni} \quad (3.77)$$

Pe capul dintelui roții de curea forțele de tracțiune își schimbă direcția, dar nu-și schimbă valoarea în cazul neglijarii frecării.

Partea forței periferice F_{ni} care se transmite de perechea de dinți i este suma algebrică a celor două forțe de tracțiune F_{bi} respectiv $F_{b(i-1)}$:

$$F_{ni} = F_{bi} - F_{b(i-1)} \quad (3.78)$$

Intensitatea deformării dintelui curelei ca și direcția de acțiune a rezultantei celor trei forțe (v. Fig.

Prin aceasta se demonstrează influența forței de tracțiune medii la dinte asupra rigidității dintelui curelei. În ipoteza că rigiditatea dintelui curelei c_z este constantă, deformația dintelui poate fi calculată din raportul :

$$x_i = \frac{F_{bi} - F_{b(i-1)}}{c_z} = \frac{F_{mi}}{c_z} \quad (3.79)$$

În cazul în care pasul curelei coincide cu pasul roții, dinții curelei care corespunde acestui pas "i" suportă aceeași deformație (v. Fig. 3.26 a). În situația pasul curelei mai mare decât pasul roții, diferența pasului este suportată printr-o deformare mai mare a dintelui mai apropiat de ramura motoare (i+1) (v. Fig. 3.26 b), iar pentru pasul curelei mai mic decât

pasul curelei, diferența pasului este suportată printr-o deformare mai mare a dintelui mai apropiat de ramura condusă. Pentru diferența de pas este valabilă ecuația deformațiilor:

$$\Delta p_{bi} = x_i - x_{i-1} \quad (3.80)$$

Pe baza ecuațiilor (3.74), (3.79), (3.80) se poate obține o relație pentru trei forțe de tracțiune succesive de pe arc de înfășurare :

$$F_{b(i+1)} - (2 + c) \cdot F_{bi} + F_{b(i-1)} = -\Delta p_{bi} \cdot c_z \quad (3.81)$$

unde: $c = \frac{c_z}{c_K}$ este raportul rigidităților.

Ecuația (3.81) este valabilă pentru toate valorile lui i, în ipoteza ca toți dinții sunt încărcăți. Din punct de vedere matematic ecuația (3.81) este o ecuație diferențială de ordinul II, cu coeficienți constanți. Folosind notațiile $F_{i, \text{hom}} = m^i$ pentru partea omogenă și $F_{i, \text{part}} = K_3$ pentru soluția particulară se obține legea de variație a forțelor de tracțiune:

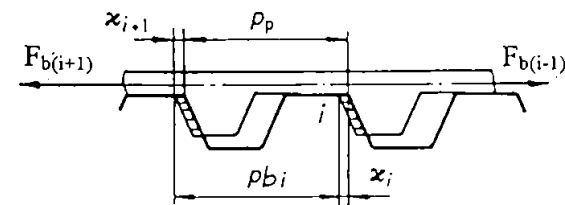
$$F_{bi} = K_1 \cdot m_1^i + K_2 \cdot m_2^i + K_3 \quad (3.82)$$

pentru $i = 0, \dots, z_c$.

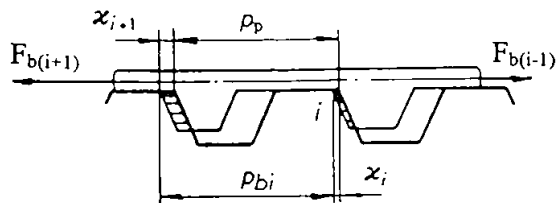
Rădăcinile ecuației caracteristice sunt date de relațiile (3.84) și soluția particulară de relația (3.85):

$$m^{i+1} - (2 + c) \cdot m^i + m^{i-1} = 0 \quad (3.83)$$

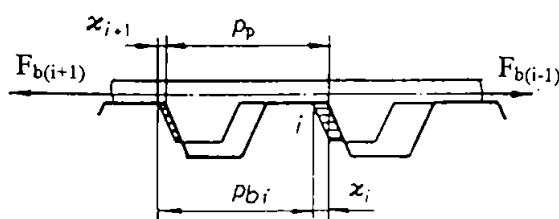
$$m_{1,2} = \left(1 + \frac{c}{2}\right) \pm \sqrt{c + \frac{c^2}{4}} \quad (3.84)$$



a). $p_{bi} = p_p$



b). $p_{bi} > p_p$



c). $p_{bi} < p_p$

Fig. 3.26. [K12]. Echilibrarea diferenței de pas prin deformarea dintelui.

$$K_3 = \Delta p_{th} \cdot c_R \tag{3.85}$$

Ținând cont de relațiile (3.76) și (3.85) rezultă:

$$K_3 = F_u \tag{3.86}$$

Constantele K_1 și K_2 se stabilesc din condițiile la limită:

- ◆ în partea ramurii motoare: $i = z$ rezultă $F_{bi} = F_2$
- ◆ în partea ramurii conduse: $i = 0$ rezultă $F_{bi} = F_1$

$$K_1 = \frac{(F_z - F_s) - (F_0 - F_s) \cdot m_2^z}{m_1^z - m_2^z} \tag{3.87 a}$$

$$K_2 = \frac{(F_z - F_s) - (F_0 - F_s) \cdot m_1^z}{m_1^z - m_2^z} \tag{3.87 b}$$

unde: z_c - este numărul de dinți pe arcul de înfășurare.

Înlocuindu-se (3.82) în (3.78) se obține legea de repartire a sarcinii pe arcul de înfășurare:

$$F_{bi} = K_1 \cdot (m_1 - 1) \cdot m_1^{i-1} + K_2 \cdot (m_2 - 1) \cdot m_2^{i-1} \text{ pentru } i = 1, \dots, z_c \tag{3.88}$$

Din relațiile anterioare (3.82) și (3.88) se poate calcula variația forțelor de tracțiune, respectiv repartitia sarcinilor de-a lungul arcului de înfășurare, ca funcție a forțelor din cele două ramuri. Valorile pentru F_0 , $u = c_z / c_R$, z_c (număr de dinți încărcăți) se determină experimental. Relațiile determinate sunt valabile atât pentru roata motoare cât și pentru roata

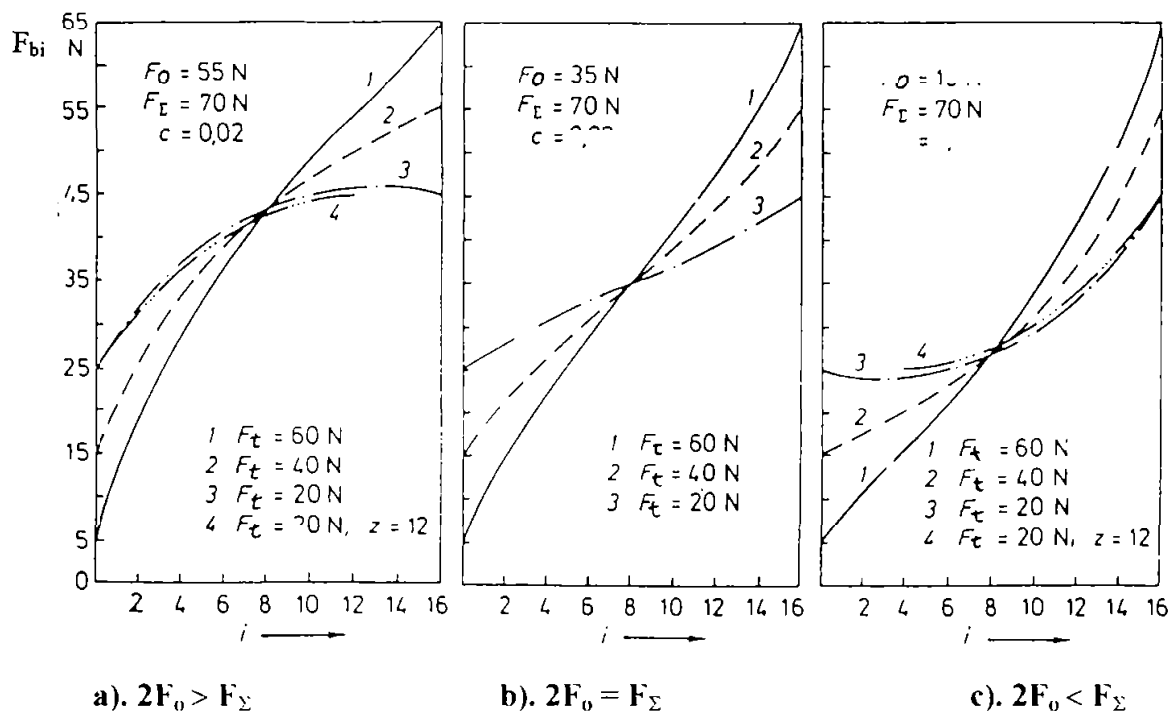


Fig. 3.27. [K12]. Variația teoretică a forței de tracțiune F_{bi} pe arcul de înfășurare.

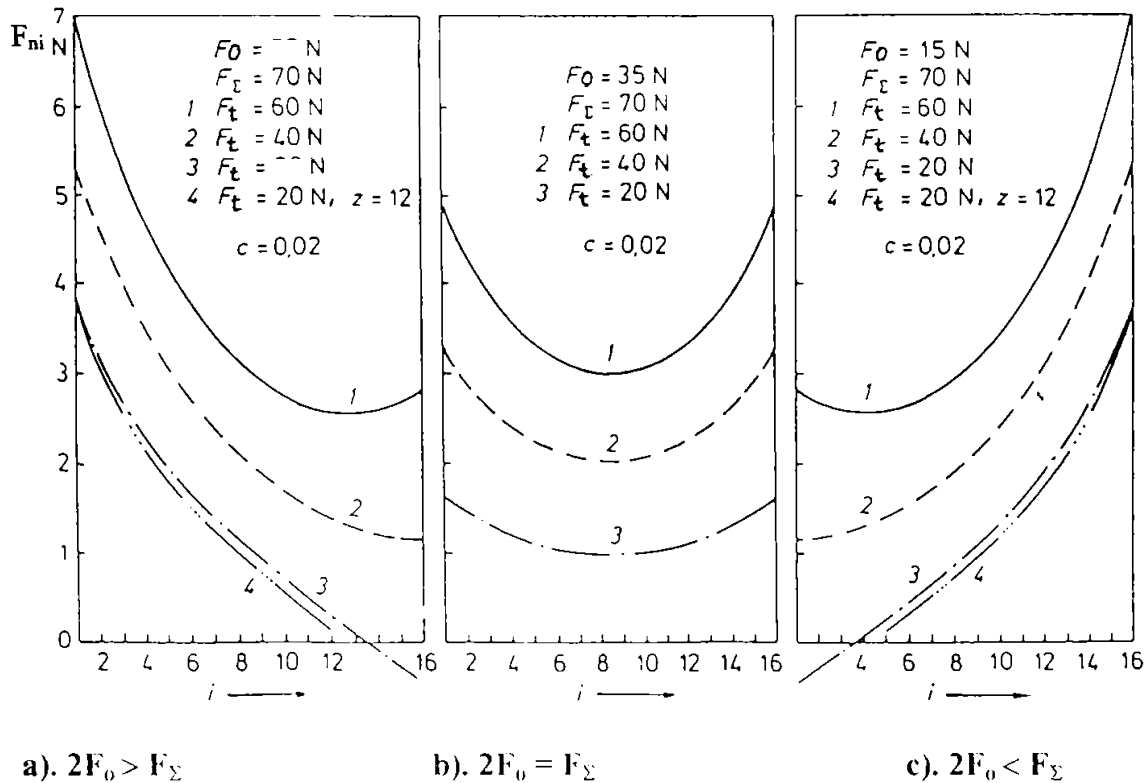


Fig. 3.28. [K12]. Variația teoretică a forței periferice F_{ni} pe arcul de înfășurare.

De asemenea rezultă că forma principală a celor două dependențe nu depinde de forța periferică F_t , dar numărul de dinți aflați pe arcul de înfășurare care participă la transferul energetic este influențat de mărimea acesteia în cazul celor două situații extreme $2F_0 > F_\Sigma$ și $2F_0 < F_\Sigma$ (v. Fig. 3.27 a, c respectiv Fig. 3.28 a, c). Singurul caz în care indiferent de mărimea forței periferice F_t la transferul energetic participă toți dinții aflați în contact pe arcul de înfășurare este $2F_0 = F_\Sigma$ (v. Fig. 3.27 b și Fig. 3.28 b).

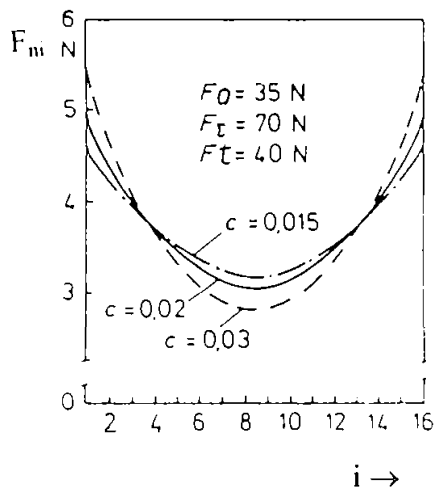


Fig. 3.29. [K12]. Influența raportului rigidităților asupra variației forței pe dinte pe arcul de înfășurare.

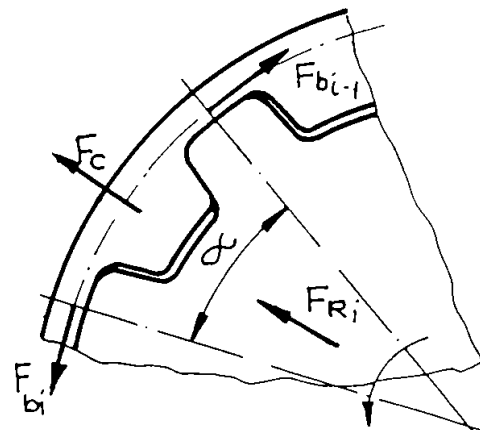


Fig. 3.30. Forțele de tracțiune și forța centrifugă.

Raportul rigidităților $u = c_Z / c_R$ influențează doar curbura dependenței fără a se modifica principial (v. Fig. 3.29). Se obține o repartiție uniformă a sarcinii dacă rigiditatea dintelui este mică. Dacă rigiditatea mare pentru cureaua este o alternativă favorabilă din mai multe puncte de vedere, o scădere prea mare a rigidității dintelui are ca efect mărirea deformării acestuia cu influențe negative asupra transmisiei.

3.2. Forțele din ramurile transmisiei prin curele.

Pentru asigurarea condițiilor unei angrenări ideale cu toate consecințele care decurg de aici pentru distribuția sarcinii pe arcu de înfășurare și transferul energetic este necesară pretensionarea curelei la montaj.

Forța de pretensionare la montaj F_{0V} este determinată în funcție de forța tangențială transmisă F_t conform relației:

$$F_{0V} = k_V \cdot F_t \quad [N] \quad (3.89)$$

unde: k_V - coeficientul de corelație dintre forța de pretensionare și forța tangențială.

Forța tangențială poate fi calculată cu una din relațiile:

$$F_t = 10^3 \cdot \frac{P_{1,2}}{v} \quad [N] \quad (3.90 a)$$

$$F_t = \frac{T_{1,2}}{r_{w1,2}} \quad [N] \quad (3.90 b)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot P_{1,2}}{\omega_{1,2} \cdot r_{w1,2}} \quad [N] \quad (3.90 c)$$

unde: $P_{1,2}$ [kW] - puterea la nivelul roții motoare, respectiv condusă;

$T_{1,2}$ [Nmm] - cuplul la nivelul roții motoare, respectiv condusă;

v [m/s] - viteza periferică a curelei;

$\omega_{1,2}$ [rad/s] - viteza unghiulară la roata motoare, respectiv condusă,

$r_{w1,2}$ [mm] - raza primitivă a roții motoare, respectiv condusă.

În consecință în staționare în ambele ramuri ale curelei apar forțe egale cu forța de pretensionare :

$$F_1 = F_2 = F_{0V} \quad [N] \quad (3.91)$$

unde: F_1 [N] - forța din ramura motoare;

F_2 [N] - forța din ramura condusă.

La funcționarea în gol a transmisiei sub acțiunea forței centrifuge, forțele de pretensionare F_V din cele două ramuri ale transmisiei se diminuează, dar se păstrează egale între ele :

$$F_V = F_{0V} - F_m \quad [N] \quad (3.92)$$

unde: F_m [N] - efortul masic.

Pentru un segment de curea (echivalent unui pas unghiular) situat pe arcul de înfășurare al roții și încărcat la extremități cu forțele F_{bi} și $F_{b(i-1)}$ (v. Fig. 3.30), forța centrifugă F_c rezultă :

$$F_c = 2 \cdot m_l \cdot v^2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad [N] \quad (3.93)$$

unde: m_l [kg/m] - masa liniară a curelei sincrone α [grd] - pasul unghiular.

Efortul masic F_m care influențează forța din ramuri va fi :

$$F_m = \frac{F_c}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad [N] \quad (3.94)$$

Ținând cont de expresia lui F_c dată de relația (3.93) expresia finală de calcul a efortului masic F_m :

$$F_m = m_l \cdot v^2 \quad [N] \quad (3.95)$$

La funcționarea în sarcină a transmisiei, forțele active din ramuri (v. Fig. 3.31) au intensitățile :

$$F_1' = (F_{m1} + F_r) - F_m = F_{r1} + F_r \quad [N] \quad (3.96 a)$$

$$F_2' = F_{m2} - F_m = F_{r2} \quad [N] \quad (3.96 b)$$

Forțele active se descarcă (se transmit danturii roții) practic prin formă (cota parte a forței tangențiale transmisă prin frecare este neînsemnată). Pentru profilele MXL, XL, L, H, XH, XXH forța de frecare dintre cureaua sincronă și capul dintelui roții (v. rel. 3.27) reprezintă :

- ◆ circa 1,6%÷5% (pentru profilul L) din forța tangențială momentană pe arcul de înfășurare, dacă se admite la limită numărul de dinți ai roții $z=z_{1 \min}$ (p_p , $n=1000$ rot/min) și coeficientul de frecare $\mu=0,35$;
- ◆ circa 0,2%÷1,1% (pentru profilul L) din forța tangențială momentană pe arcul de înfășurare, dacă se admite la limită $z=z_{\max}$ (p_b) și coeficientul de frecare $\mu=0,35$.

În ipoteza echipartiției sarcinii pe dinții aflați efectiv în angrenare (z_c) (v. Fig. 3.31 și 3.32) rezultă tensiunile :

- ◆ din baza dinților (încovoiere și forfecare) :

$$\sigma_{mc} = \frac{3 \cdot F_t \cdot h_t}{z_c \cdot b_s \cdot S^2}; \quad [MPa] \quad (3.97)$$

$$\tau_f = \frac{F_t}{z_c \cdot b_s \cdot S}; \quad [MPa] \quad (3.98)$$

- ◆ pe flancul dinților (strivire) :

$$p' = \frac{F_t}{z_c \cdot b_s \cdot h_t} \quad [MPa] \quad (3.99)$$

Întrucât doar eforturile active sunt transmise roților, încărcarea radială a arborilor are orientarea în raport cu linia centrelor și intensități diferite :

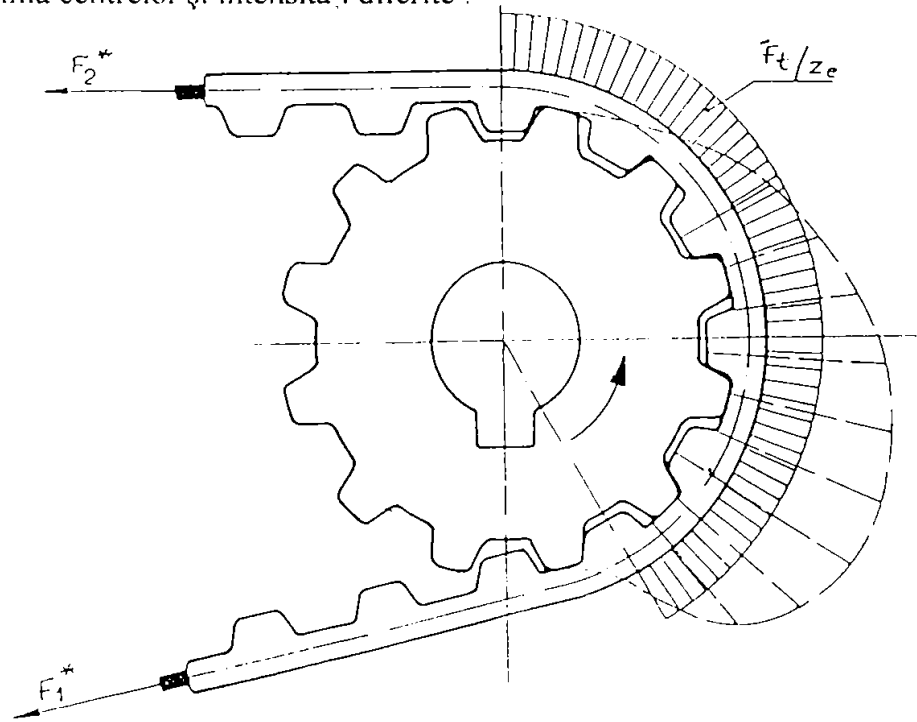


Fig. 3.31. Forțele active din ramurile transmisiei la funcționarea în sarcină.

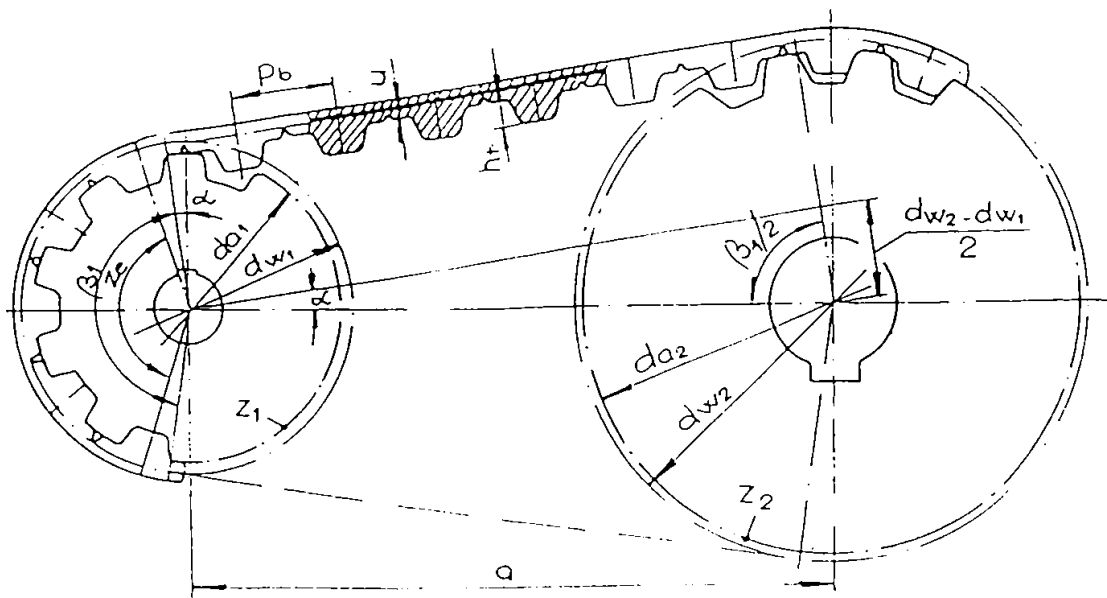


Fig. 3.32. Geometria transmisiei prin curele.

◆ în repaus

$$F_{or} = 2 \cdot F_{or'} \cdot \sin \frac{\beta_1}{2} \quad [N:] \quad \theta_0 = 0^\circ \quad (3.100)$$

◆ la funcționarea în sarcină (v. Fig. 3.33) :

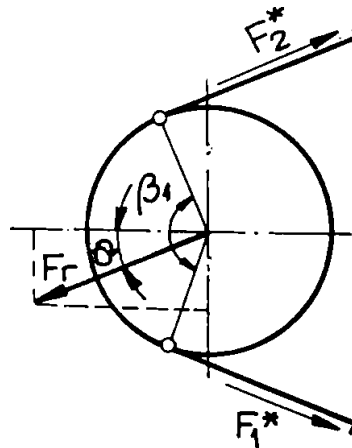


Fig. 3.33. Forța care încarcă arborele la funcționarea în sarcină.

$$F_r = \sqrt{\left[(2 \cdot F_r' + F_t) \cdot \sin \frac{\beta_1}{2} \right]^2 + \left(F_t \cdot \cos \frac{\beta_1}{2} \right)^2} \quad [N] \quad (3.101)$$

$$\theta = \arctg \frac{F_t \cdot \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2}}{(2 \cdot F_r' + F_t)} \quad [grade]$$

Elementul de rezistență (cordajul) curelei preia eforturile totale din cele două ramuri F_1 și F_2 :

$$F_1 = F_1' + F_m = F_{or'} + F_t \quad [N] \quad (3.102 \text{ a})$$

$$F_2 = F_2' + F_m = F_{or'} \quad [N] \quad (3.102 \text{ b})$$

fiind solicitat ciclic la întindere : $R_\sigma = \sigma_{t_{max}} / \sigma_{t_{min}} > 0$

$$\sigma_{t_{max}} = \frac{F_1}{A_c} = \frac{F_{or'} + F_t}{A_c} ; \quad \sigma_{t_{min}} = \frac{F_2}{A_c} = \frac{F_{or'}}{A_c} \quad [MPa] \quad (3.103)$$

Cordajul este alcătuit din n_c cabluri de diametru convențional d_c [mm] și arie $A_c = n_c \cdot \pi \cdot \frac{d_c^2}{4}$ [mm²].

Conform relațiilor (3.97), (3.98), (3.99), (3.102 a, b) și (3.103) condiția de echiponanță a danturii și a elementului de rezistență $F_t(p'_a) = F_t(\tau_{af}) = F_t(\tau_{ar})$ determină numărul optim de dinți pentru care cureaua sincronă este utilizată integral :

$$z_{opt} = \frac{\sigma_{ar} \cdot A_c}{(1,25 \dots 1,5) \cdot \tau_{af} \cdot b_s \cdot S} \quad [\text{dinți}] \quad (3.104)$$

$$z_{opt} = \frac{\sigma_a \cdot A_c}{(1,25 \dots 1,5) \cdot p_a^* \cdot b_s \cdot h_t} \quad [\text{dinți}]$$

Pentru mulțimea situațiilor posibile, capacitatea portantă a curelei este utilizată imperfect, fiind limitată superior de strivirea și / sau forfecarea danturii ($z_{opt} > z_c$) sau la ruperea cordajului ($z_{opt} < z_c$).

Studiul realizat de Karolev [K11] referitor la forțele care acționează în ramurile transmisiei prin curele sincrone cu distanță dintre axe fixă pornește de la un model al transmisiei ilustrat în Fig. 3.34. Transmisia de referință are raportul de transmitere $i = 1$ și se acceptă că toți dinții curelei se dispun complet în golul dintre dinții roții. Elasticitatea cordajului se ia în considerare prin rigiditatea pentru un pas al curelei c_R , iar deformabilitatea dintelui curelei prin rigiditatea dintelui c_d (c_R, c_d cu semnificația de la § 3.1). Ramura liberă a curelei cuprinde k pași, iar arcul de înfășurare include $(z_c - 1)$ pași (z_c - numărul de dinți în angrenare).

Forța care încarcă arborele F_r este exprimată funcție de componentele forțelor $F_{1,2}$ (din ramuri):

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 = \vec{F}_r \quad (3.105)$$

Expresia de calcul a forței periferice F_t funcție de componentele din ramuri F_1 și F_2 este dată de relația (3.70).

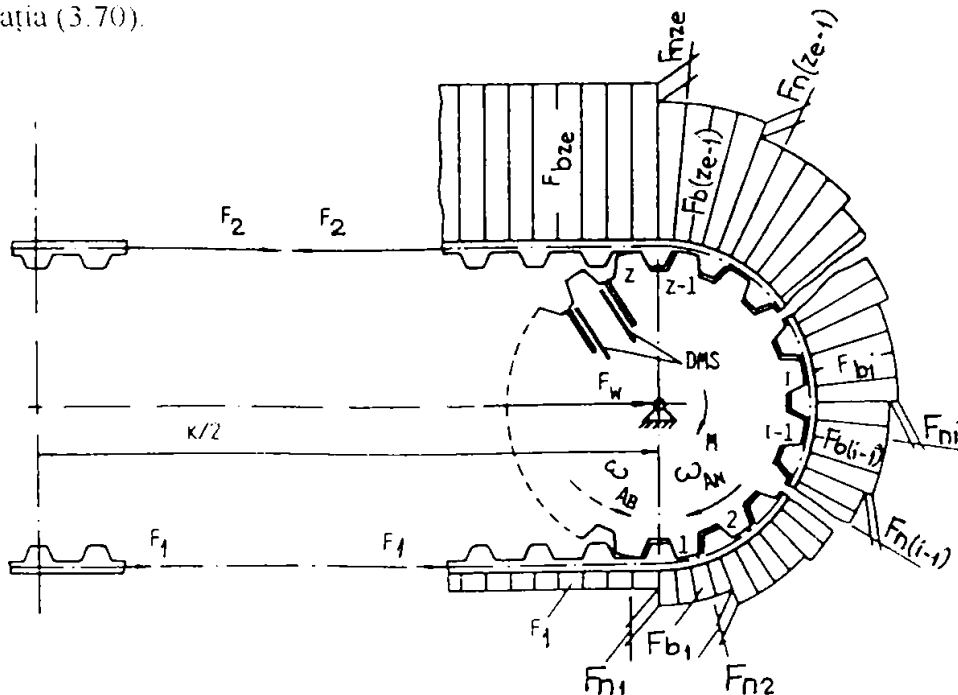


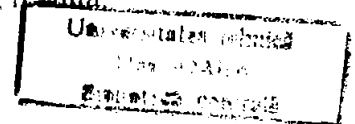
Fig. 3.34. Forțele din transmisia prin curele.

La funcționarea în gol, forța de pretensionare acționează pe toată lungimea curelei și produce o modificare a lungimii pasului teoretic (p_{th}):

$$\delta_v = \frac{F_v}{c_R} \quad (3.106)$$

unde: F_v - forța de pretensionare.

Lungimea primitivă a curelei sincrone la funcționarea în gol (L_p), rezultă:



$$L_p = 2 \cdot (k + z_c - 1) \cdot \left(p_{th} + \frac{F_i}{c_R} \right) \quad (3.107)$$

unde: k - reprezintă numărul de pași pentru ramura curelei;

z_c -reprezintă numărul de dinți ai curelei și roții aflați în angrenare pe arcul de înfășurare.

La funcționarea în sarcină apare o diferență între forțele de tracțiune care acționează în cele două ramuri, iar pe arcul de înfășurare pe dinții curelei acționează sarcinile F_{ni} iar în corpul curelei forțele de tracțiune F_{bi} (v. Fig. 3.34). Forța de tracțiune are intensitatea :

$$F_i = K_1 \cdot m_1^i + K_2 \cdot m_2^i + F_s \quad (i = 0, \dots, z) \quad (3.108)$$

În relația anterioară $m_{1,2}$ iau în considerare proprietățile elastice ale cordajului curelei și a dinților (v. rel. 3.84 § 3.1). Pentru determinarea coeficienților $K_{1,2}$ se ține cont de relațiile (3.94 a, b), și (3.77)

$$K_1 = \frac{F_r + F_l - 2F_o - (F_r - F_l - 2F_o) \cdot m_2^z}{2 \cdot (m_1^z - m_2^z)} \quad (3.109 \text{ a})$$

$$K_2 = \frac{F_r + F_l - 2F_o - (F_r - F_l - 2F_o) \cdot m_1^z}{2 \cdot (m_1^z - m_2^z)} \quad (3.109 \text{ b})$$

F_s este un parametru specific al transmisiei și anume din mulțimea forțelor de tracțiune, este aceea care produce egalarea pasului curelei sincrone cu al roții de curea (p_p) (v. rel. 3.110)

$$p_{th} + \frac{F_o}{c_R} = p_p \quad (3.110)$$

Dacă se ține cont de relația (3.72) care exprimă mărimea pasului i al curelei sincrone, se poate exprima lungimea curelei (la nivelul fibrei neutre) pe arcul de :

$$L_{p_{sc}} = (z_c - 1) \cdot p_{th} + \frac{1}{c_R} \sum_{i=1}^{z_c-1} F_{bi} \quad (3.111)$$

în care suma forțelor de tracțiune poate fi definită din:

$$\sum_{i=1}^{z_c-1} F_i = K_1 \sum_{i=1}^{z_c-1} m_1^i + K_2 \sum_{i=1}^{z_c-1} m_2^i + (z_c - 1) \cdot F_o \quad (3.112)$$

Pe baza formulelor cunoscute pentru suma unei progresii geometrice și ținând cont de relațiile (3.84), (3.109 a, b) și (3.111) se obține lungimea curelei pe arcul de înfășurare:

$$L_{p_{sc}} = \frac{1}{c_c} \left[(F_r - 2F_o) \cdot N + (z_c - 1) \cdot F_o \right] + (z_c - 1) \cdot p_{th} \quad (3.113)$$

unde:

$$N = \frac{m_1^z - m_1}{(m_1 - 1) \cdot (m_1^z + 1)}$$

Lungimile ramurilor conduse (L_{p2}) și motoare (L_{p1}) se stabilesc din:

$$L_{p_2} = \left(p_{th} + \frac{F_2}{c_R} \right) \cdot k \quad (3.114)$$

$$L_{p_1} = \left(p_{th} + \frac{F_1}{c_R} \right) \cdot k \quad (3.115)$$

Ținând cont de lungimile parțiale determinate pe baza relațiilor (3.126), (3.127) și (3.115) se poate exprima lungimea totală a curelei la funcționarea în sarcină:

$$L_p = 2 \cdot L_{p_{sc}} + \sum_{i=1}^2 L_{p_i} \quad (3.116)$$

Forța radială care încarcă arborele (F_r) poate fi determinată pornind de la relațiile (3.107), (3.113), (3.114), (3.115), (3.116) și (3.112) :

$$F_r = \frac{F_1 \cdot (k + z_c - 1) + F_2 \cdot (2 \cdot N - z_c + 1)}{N + \frac{k}{2}} \quad (3.117)$$

Din relația 3.117 și a informațiilor prezentate de Karolev într-un alt studiu al său [K9] rezultă că variația principală a forței de tracțiune în curea și a forței pe dințele curelei, pe arcu de înfășurare este dependentă numai de mărimea pretensionării $I = \frac{F_o}{F_r}$. În funcție de mărimea lui I conform [K9] se disting următoarele situații :

a). $I > 1 \longrightarrow F_r < 2F_v < 2F_o$. Variația forței de tracțiune și distribuția sarcinii sunt asimetrice. În acest caz dinții din vecinătatea ramurii conduse sunt încărcăți mai intens (v. Fig. 3.35 a).

b). $I = 1 \longrightarrow F_r = 2F_v = 2F_o$. Variația forței de tracțiune și repartiția sarcinii sunt simetrice (v. Fig. 3.35 b).

c). $I < 1 \longrightarrow F_r > 2F_v > 2F_o$. Variația forței de tracțiune și distribuția sarcinii sunt asimetrice, dar în acest caz dinții din vecinătatea ramurii motoare sunt mai intens încărcăți (v. Fig. 3.35 c).

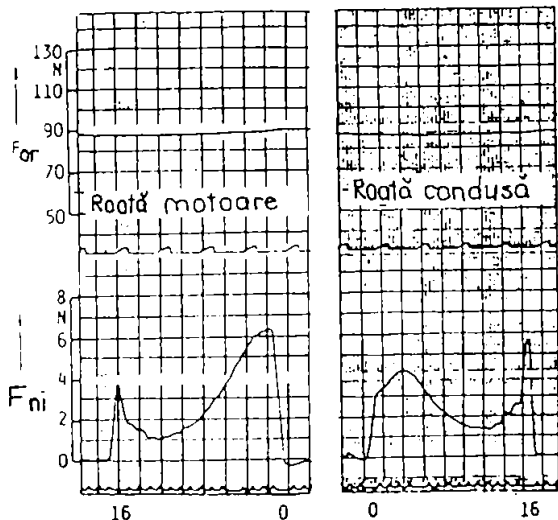
Acest model este valabil în ipoteza că toți dinții sunt portanți ($I = 1$). Dacă $I \neq 1$ dinții ajung succesiv în contact, începând dinspre partea ramurii conduse ($I > 1$), ori dinspre partea ramurii motoare ($I < 1$).

Din derivata de ordinul unu în raport cu i a ecuației (3.108) pentru $I > 1$ ($2F_o > F_r$), punând condiția ca această derivată să se anuleze pentru $i = z_c$ se obține în final valoarea forței tangențiale minime :

$$F_{t_{min}} = \frac{2F_o - F_r \cdot (m_1^z - 1)^2}{(m_1^z + 1)^2} \quad (3.118)$$

În mod analog se poate obține o ecuație care să permită determinarea forței tangențiale minime pentru cazul $I < 1$ (adică $2F_o < F_r$).

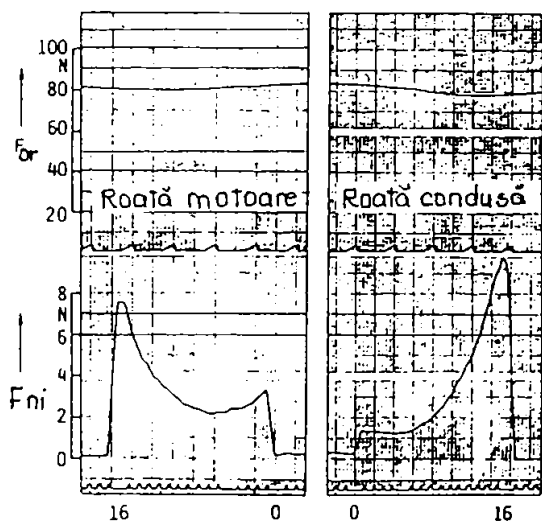
Dacă F_t crește peste $F_{t\min}$ forța pe arbore rămâne constantă până când forța din ramura condusă se anulează și forța tangențială respectiv forța din ramura motoare atinge valoarea forței pe arbore. O creștere în continuare a intensității forței tangențiale F_t este practic posibilă dar ea conduce la intrare în "domeniul de suprasarcină"



a). $I > 1 : F_o = 57N$

$F_v = 36N$

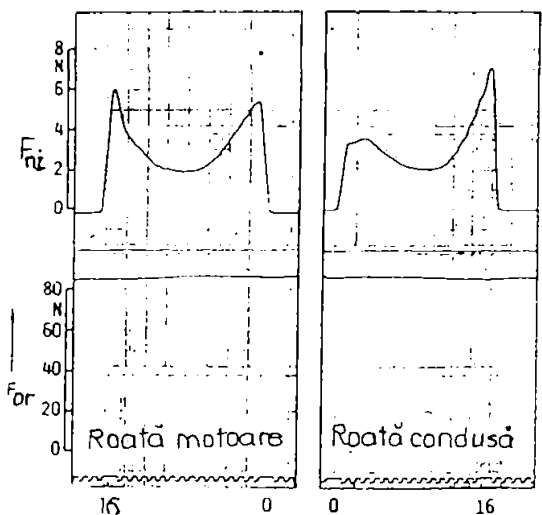
($d_w = 51.42mm$)



b). $I = 1 : F_o = 37N$

$F_v = 37N$

($d_w = 51.37mm$)



c). $I < 1 : F_o = -9N$

$F_v = 37N$

($d_w = 51.27mm$)

Fig. 3.35.[K9]. Influența forței de pretensionare asupra repartiției sarcinii

3.3. Pretensionarea curelei sincrone.

3.3.1. Scopul și efectele pretensionării.

Forța de pretensionare F_{ov} este definită [K26] ca o forță radială F_{or} care corespunde forței care încarcă arborele, dacă forța tangențială F_t este nulă.

Scopul pretensionării este acela de a garanta o sarcină minimă de întindere în ramura condusă (descărcată) care să asigure echilibrarea pasului de fabricație al curelei sincrone cu cel al roții de curea în vederea asigurării condițiilor unei angrenări ideale, cu toate consecințele care decurg de aici. Pentru a reduce încărcarea la nivelul arborelui și lagărelor de susținere, pretensionarea este limitată ca valoare maximă.

Standardele, normele internaționale și cataloagele de firmă chiar, cuprind însă prea puține informații care să permită luarea în considerare a particularităților funcționale ale transmisiei.

Factorii de care depinde intensitatea pretensionării [K27] sunt :

- ◆ rigiditatea curelei (influențată de lungimea, lățimea și materialul curelei). Forțele de frecare determinate de angrenarea dinților curelei cu cei ai roții provoacă în mod deosebit în ramura descărcată o creștere a sarcinii din ramură și ca urmare o alungire a curelei, proporțională cu rigiditatea ei. Dacă cureaua sincronă nu este pretensionată la nivelul cerut, rezultatul va fi relaxarea ramurii neîncărcate (conduse) și în cazuri extreme cureaua ar putea să sară și să angreneze defectuos cu dintele conjugat al roții conduse. Utilizarea unor noi tipuri de materiale cu proprietăți mai bune pentru cordaj și matricea curelei au ca efect reducerea nivelului pretensionării sub acest aspect.
- ◆ forța tangențială (nivelul încărcării). Alungirea ramurii încărcate este proporțională cu puterea și forța tangențială transmisă. Relaxarea exagerată a ramurii descărcate (conduse) poate fi evitată dacă se ia în considerare forța tangențială, la calculul forței de pretensionare.
- ◆ lungimea curelei. Alungirea curelei datorită forței tangențiale și forței de frecare este proporțională cu lungimea primitivă (L_p). În consecință (L_p) este un factor care influențează și el fenomenul de încălecare al dinților. De exemplu, chiar o curea scurtă care nu va fi supusă unei încărcări foarte ridicate, se va alungi cu un ΔL_p oarecare. Aceste curele sincrone scurte vor beneficia de o pretensionare cantitativ redusă pentru a evita pericolul de încălecare. Important de reținut este însă că la curelele sincrone scurte orice excentricitate/bătaie radială a roții poate induce variații mari de tensiune, producând valori extreme maxime. La transmisiile cu roți multiple, zona încărcată a curelei este mai lungă decât cea neîncărcată și produce o alungire mai mică în ramura încărcată (motoare), asociată cu un efort redus în ramura descărcată (condusă). În acest caz literatura recomandă o pretensionare $F_V > F_t$.

- ◆ precizia de transmitere. În cazul transmisiilor reversibile se poate obține un nivel ridicat al preciziei de poziționare, când pretensionarea este egală cu cea mai mare forță periferică din sistem.
- ◆ geometria danturii.

Pretensionarea influențează :

- ◇ eroarea de transmitere. Rezultatele experimentale la încercări statice obținute de Kagotani [K4], confirmă că există o anumită valoare a pretensionării care minimizează eroarea de transmitere. Dependența amplitudinii erorii de transmitere A_{ep} de forța de pretensionare este prezentată în Fig. 3.36. Pentru reducerea erorii de transmitere este necesar să se evite tensionarea în domeniul în care se modifică direcția de contact dintre flancul dintelui curelei și flancul dintelui roții [K6].
- ◇ distribuția sarcinii pe dinții curelei în zona arcului de înfășurare a roții de curea. La § 3.1 a fost menționat faptul că tendințele distribuirii sarcinii asupra capului dintelui curelelor sincrone și distribuția forței în curea sunt complet diferite la diverse mărimi ale tensionării inițiale (v. Fig. 3.22).
- ◇ alunecarea relativă dintre curea și roata de curea. Din studiul elaborat de Kagotani [K7] rezultă că există o valoare optimă a pretensionării pentru care alunecarea relativă dintre curea și roata de curea este minimă.

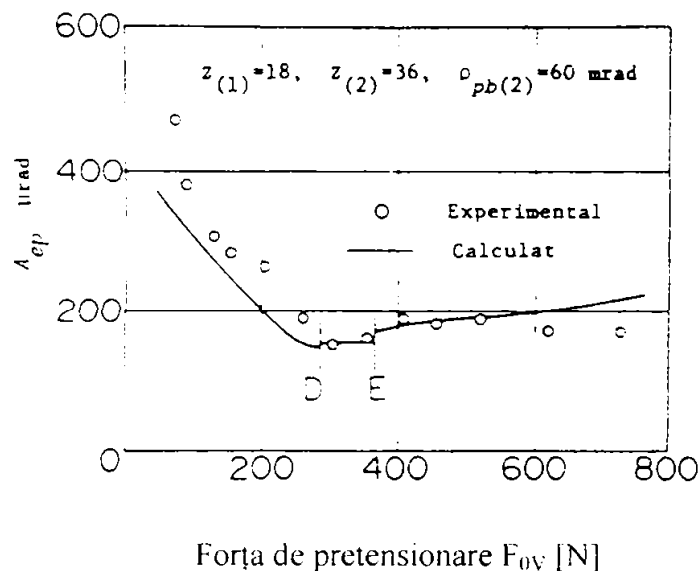


Fig. 3.36.[K4]. Relația dintre amplitudinea erorii de transmitere și pretensionare.

- ◇ randamentul și durabilitatea transmisiei. În general “căderea” unei transmisii prin curele sincrone este condiționată de durabilitatea la oboseală [K26]. De aceea forța de pretensionare ar trebui să aibă o intensitate care să conducă la apariția unei forțe minime de frecare și o încărcare cât mai mică a arborilor.

3.3.2. Determinarea forței optime de pretensionare.

Recomandările referitoare la stabilirea valorii pentru forța de pretensionare nu țin cont întotdeauna de particularitățile de funcționare și sunt valabile pentru anumite structuri de curea sincronă.

Krause [K 26] propune pentru determinarea exactă a forței optime de pretensionare funcție de structură (poliuretan / cordaj din sârmă de oțel; neopren / cordaj din fibră de sticlă) :

$$F_t = k \cdot \frac{z_p}{150} \cdot F_t \quad (3.119 \text{ a})$$

$$F_v = k \cdot \frac{z_p}{120} \cdot F_t \quad (3.119 \text{ b})$$

unde : $k[-]$ - coeficient care introduce particularitățile determinate de caracterul amplificator al transmisiei în corelație cu numărul de dinți ai curelei sincrone;
 F_t [N] - forța tangențială;
 z_p [dinți] - numărul de dinți ai curelei sincrone.

Atribuirea valorilor coeficientului k se face astfel:

- $k = \frac{1}{i}$ pentru $i > 1$ (la număr mare de dinți ai roții conduse se îmbunătățește angrenarea ramurii libere cu roata condusă).
- $k = 1$ pentru $i \leq 1$.
- $k = 1,2$ numai pentru curea din cloropren cu $z_p = 15 \dots 19$ dinți la roata condusă.
- $k = 1,5$ numai pentru curea din cloropren cu $z_p = 10 \dots 14$ dinți la roata condusă.

Valoarea forței de pretensionare recomandată în literatura de specialitate ajunge să varieze de la $0,25 F_t$ până la $2F_t$, ceea ce înseamnă un câmp de toleranță relativ mare. În interiorul acestor limite, forța de pretensionare încarcă intens și inutil arborele și lagărele transmisiei, mai ales dacă este substanțial mai mare decât forța tangențială. Pentru a evita acest neajuns Krause [K26] propune următoarea subdivizare a intervalului de valori pentru pretensionare:

- ◇ Fără pretensionare (apare o săgeată a ramurii determinată de greutatea proprie a ramurii :
 -la curele sincrone scurte ($z_p < 50$ dinți) și un număr mare de dinți la roata condusă în raport cu cea motoare ($i \geq 2$), respectiv la curele sincrone scurte și încărcare redusă ($S_D > 2$).
 NU! În acest caz se menține pentru curea pasul tehnologic și există pericolul unei angrenări defectuoase a curelei cu roata de curea (v. § 3.1.).

- ◇ Pretensionare ușoară: $F_V \approx 0,5 F_t$.
 - la curele sincrone scurte ($z_p < 50$ dinți) ;
 - la curele sincrone de lungime medie ($50 \leq z_p \leq 150$ dinți) la rapoarte de transmitere $i \geq 2$ și numărul de dinți ai roții conduse $z_2 \geq 20$ dinți.
- ◇ Pretensionare medie : $F_V \approx F_t$.
 - la curele sincrone de lungime medie ($50 < z_p < 150$ dinți) și numărul de dinți la roata condusă $z_2 < 20$ dinți;
 - la curele sincrone lungi ($z_p \geq 150$ dinți), raportul de transmitere $i \geq 2$ și numărul de dinți la roata condusă $z_2 \geq 20$ dinți.
- ◇ Pretensionare intensă : $F_V \approx 2F_t$.
 - la curele sincrone lungi $z_p > 150$ dinți și numărul de dinți la roata condusă $z_2 < 20$ dinți;
 - la curele sincrone foarte lungi $z_p > 200$ dinți.

Recomandările menționate anterior nu fac diferențiere între curelele sincrone din neopren și cordaj din fibră de sticlă și cele din poliuretan și cordaj din oțel, iar mărimea forței de pretensionare este mult prea mare pentru profilele MXL, XL, L, H, XH, XXH (în varianta neopren și cordaj din fibră de sticlă).

Pentru sporirea forței de pretensionare există două valori limită rezistența la tracțiune a cordajului și presarea maximă a suprafeței dintre curea și roata de curea. Amândouă valorile limită se iau în considerare când forța de pretensionare nu depășește mărimea $2F_{ta}$:

$$F_V \max < 2F_{ta} \quad (3.120)$$

Această valoare conform relației (3.120) se ia în considerare atunci când din condiții funcționale este necesară o transmisie cu o forță de pretensionare cât se poate de mare.

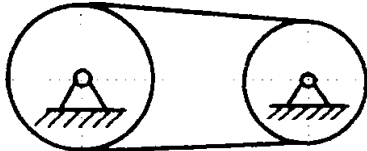
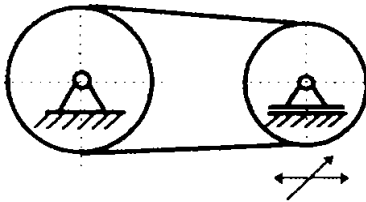
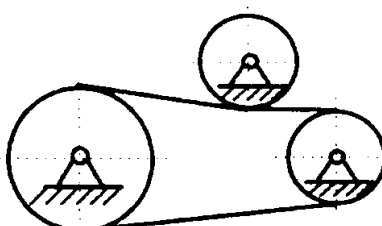
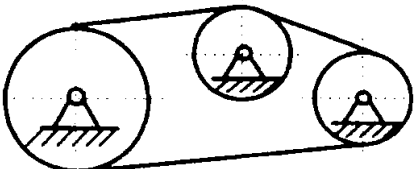
Alte recomandări pentru determinarea forței de pretensionare sunt prezentate la capitolul 5.

3.3.3. Producerea forței de pretensionare.

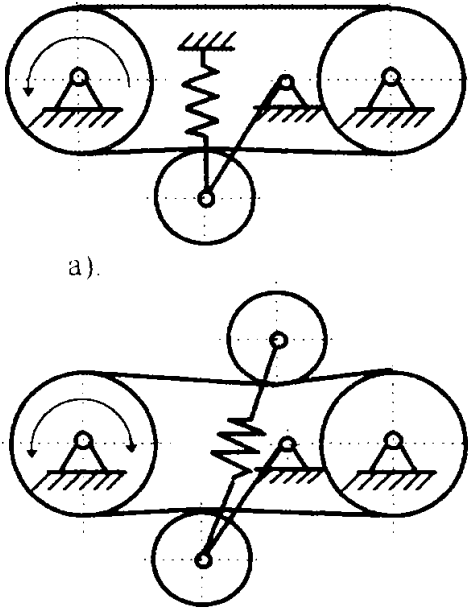
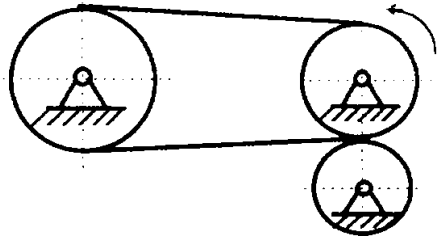
Alternativele de producere a forței de pretensionare și recomandările de utilizare sunt prezentate în tabelul 3.1.

Posibilități de a produce forța de pretensionare. [K26]

Tabelul 3.1.

Poz.	Producerea forței de pretensionare	Recomandări de utilizare
0	1	2
1.	<p>Distanța dintre axe fixă (fără rolă de tensionare)</p> 	<p>Toleranțele de lungime pentru curea și toleranța la distanța dintre axe produc o toleranță de pretensionare mare, de aceea se va evita în măsura posibilităților sau cel puțin se va urmări ca la distanța dintre axe cu un număr mare de dinți la curea, să se verifice pretensionarea.</p>
2.	<p>Distanța dintre axe reglabilă</p> 	<p>Intervalul de reglare minim care trebuie luat în considerare este dependent de valoarea lungimii primitive a curelei.</p>
3.	<p>Rolă de tensionare exterioară (Exteriorul curelei neted)</p> 	<p>Mărirea unghiului de înfășurare permite o sarcină mai mare, dar modificarea direcției de curbare cere mărirea numărului minim de dinți ai roții mici ($z_{1\ min}$) cu factorul 1,5. Diametrul rolei de pretensionare $d_{o\ min}$ trebuie să fie atât de mare încât să micșoreze probabilitatea de avarie a transmisiei.</p> $d_{o\ min} = \left(\frac{1,5}{\pi} \right) \cdot z_{1\ min} \cdot p_b$
4.	<p>Rolă de tensionare pe interior</p> 	<p>Micșorarea unghiului de înfășurare duce la capacitate de încărcare mai mică. Diametrul minim pentru o rolă de tensionare netedă :</p> $d_{o\ min} = \left(\frac{2}{\pi} \right) \cdot z_{1\ min} \cdot p_b$ <p>Diametrul minim pentru o rolă de tensionare dințată:</p> $d_{wo\ min} = \left(\frac{1}{\pi} \right) \cdot z_{1\ min} \cdot p_b$

Tabelul 3.1. (continuare).

0	1	2
<p>5.</p>	<p>Rolă de tensionare cu arc în ramura liberă</p>  <p>a).</p> <p>b).</p>	<p>Capacitatea mai ales pentru momente mari de pornire și frânare și pentru distanță dintre axe care nu este constantă. Forța elastică trebuie să fie suficient de mare pentru a asigura angrenarea ramurii conduse și la sarcina maximă (prevăzut cu siguranță pe ambele fețe).</p> <p>La transmisiile cu funcționare reversibilă sunt necesare două role de tensionare, cu arc.</p> <p>Diametrul rolei de tensionare se admite potrivit condițiilor stabilite pentru rolele de tensionare interioare sau exterioare.</p>
<p>6.</p>	<p>Rolă mobilă netedă la intrarea ramurilor conduse</p> 	<p>Rola mobilă obține prin forță angrenarea imediată a dinților, fără aceasta cureaua nu este apăsată pe roata condusă (jocul dintre extradosul r_i și v_p v montaj). Prin rola mobilă transmisia este capabilă așadar indiferent de sarcin momentană sau capacitatea de cedare a arborilor, să funcționeze cu pretensionare mică respectiv fără pretensionare. În cazul alternanței sensului încărcării sau a sensului de rotație este necesară mai mult de o rolă.</p>

3.3.4. Metode de verificare a pretensionării.

Instalarea și verificarea pretensionării se face în staționare. Metodele de verificare a pretensionării pot fi:

a). Măsurarea directă. Cu ajutorul unui dinamometru se măsoară forța F_{0r} care încarcă arborele atunci când în ramuri este forța F_{0v} , apoi cu una din relațiile (3.121 a, b) se determină F_{0v} (v. Fig. 3.37):

$$F_{0r'} = \frac{F_{0r}}{2 \cdot \cos \alpha} \quad \text{pentru } i > 1 \quad (3.121 \text{ a})$$

$$F_{0r'} = \frac{F_{0r}}{2} \quad \text{pentru } i = 1. \quad (3.121 \text{ b})$$

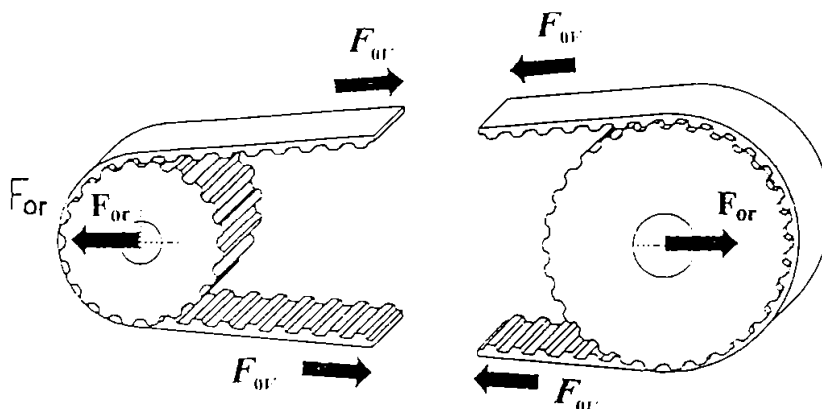


Fig. 3.37. Forța de pe arbori F_{or} și forța de pretensionare F_{0v} la transmisia prin curele sincrone.

b). Măsurarea săgeții ramurii pretensionate (v. Fig. 3.38).

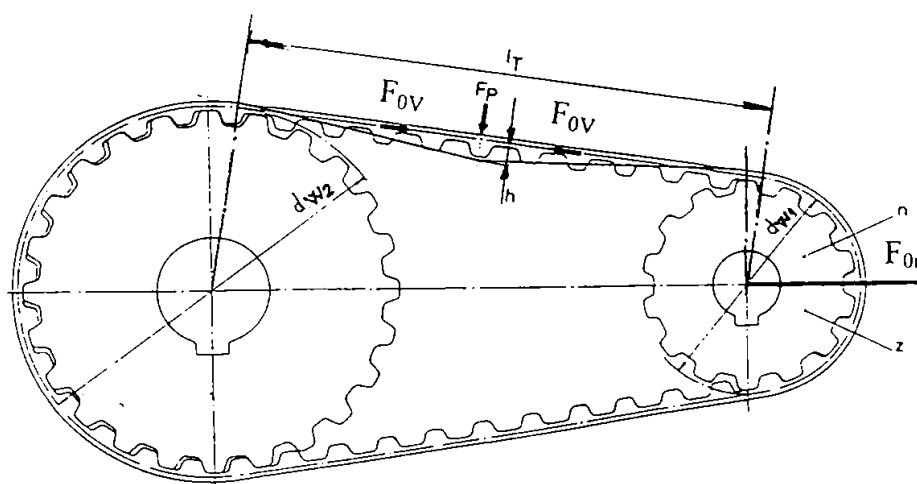


Fig. 3.38. Determinarea săgeții pentru verificarea pretensionării.

Metoda constă în măsurarea săgeții h generată prin apăsarea cu o forță F_p la mijlocul ramurii curelei și compararea cu o săgeată admisibilă. Mărimea săgeții admise este funcție de lungimea ramurii libere a curelei l_r și se calculează pe baza relației (pentru curele de tip T respectiv AT) :

$$h = 1,66 \cdot 10^{-2} \cdot l_r \approx \frac{l_r}{60} \quad (3.122 \text{ a})$$

și cu relația (pentru curelele de tipurile MXL, XL, L, H, XH, XXH) :

$$h \approx \frac{l_T}{50} \quad (3.122 \text{ b})$$

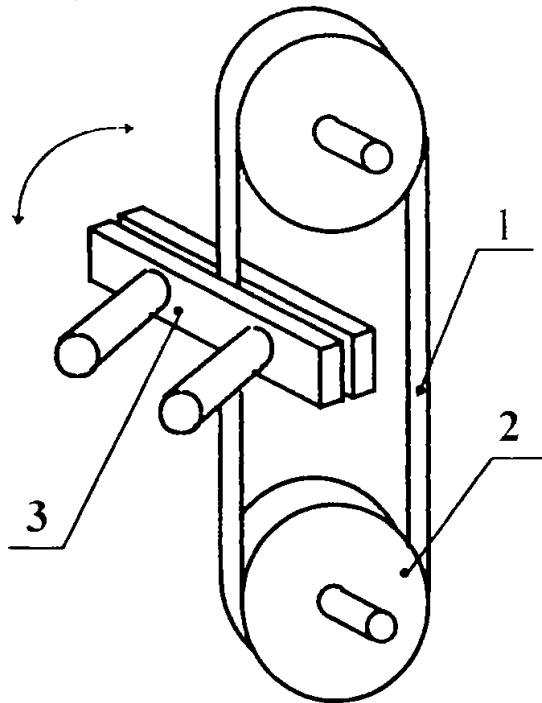
Forța de testare F_p se aplică cu ajutorul unui dinamometru la jumătatea ramurii libere și se calculează cu una din relațiile următoare pentru cele două variante de profile amintite anterior:

$$F_p \approx \frac{P \cdot 6,48 \cdot 10^5}{n_1 \cdot d_{w1}} + f_a \cdot b_s \quad (3.123 \text{ a})$$

- unde: P [kW] - puterea;
 n_1 [rot/min] - turația la roata motoare;
 d_{w1} [mm] - diametrul primitiv al roții de curea;
 f_a [N/mm] - coeficient de alungire (dependent de tipul și pasul profilului);
 b_s [mm] - lățimea curelei;
 l_T [mm] - lungimea ramurii;
 a [mm] - distanța dintre axe.

$$F_p \approx \frac{k_F \cdot F_t}{20}; \quad k_F - \text{coeficient de corecție}, \quad (3.123 \text{ b})$$

c). Măsurarea frecvenței vibrațiilor cu ajutorul frecvențimetrului. Se măsoară frecvența naturală a vibrațiilor în ramura curelei și apoi se calculează cu ajutorul acesteia, forța de pretensionare:



$$F_V = 4 \cdot m_l \cdot l_T^2 \cdot f^2 \quad (3.124)$$

- unde: m_l [kg/m] - masa liniară a curelei;
 l_T [m] - lungimea ramurii curelei;
 f [Hz] - frecvența naturală.

d). Măsurarea duratei de oscilație a unui pendul de torsiune

Pentru determinarea mărimii forței de pretensionare la această metodă se utilizează un pendul de torsiune (3) (v. Fig. 3.39) care se fixează/articulează la jumătatea ramurii libere a curelei sincrone (1). Se imprimă apoi pendulului o mișcare de oscilație și se determină durata de oscilație până la oprirea sa. Pe baza unei diagrame de etalonare se determină funcția de mărimea duratei de oscilație mărimea forței de pretensionare. Metoda are o sensibilitate mare dar un domeniu de utilizare mai restrâns. Sensibilitatea

Fig. 3.39. [K26]. Pendul de torsiune pentru măsurarea pretensionării.

maximă a acestui procedeu se atinge numai pentru o ramură verticală sau aproximativ verticală a transmisiei

Cap. 4. PROCESUL DE ANGRENARE AL CURELEI SINCRONE CU ROATA DE CUREA. CINEMATICA TRANSMISIEI.

4.1. Angrenarea curelei cu roata de curea.

Procesul de angrenare a dinților conjugați ai curelei sincrone cu dantura roții motoare este prezentat în Fig. 4.1. Abaterea / deformarea dintelui i al curelei după ce el ajunge în contact cu dintele roții de curea se notează cu λ_i și produce fenomenul numit **interferență primară**. Aceasta este echivalentă unei suprapunerii geometrice/intersecții locale a celor doi dinți în ipoteza că ei ar fi absolut rigizi. Interferența poate fi calculată cu una din ecuațiile sistemului (3.60) (vezi §3.1).

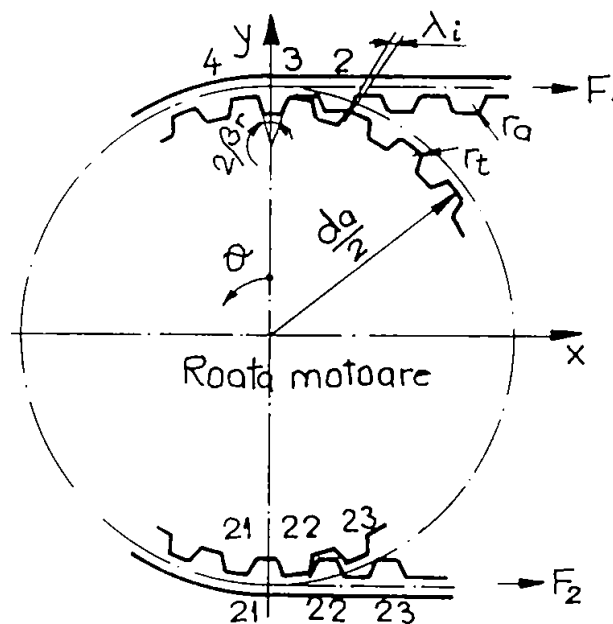


Fig. 4.1. Angrenarea curelei cu roata de curea.

Contactul dintelui curelei cu cel al roții în zona de angrenare incompletă este considerat în ipoteza că există un joc $C_i > 0$, și capul dintelui (la nivelul razei de racordare) intră treptat în contact cu flancul dintelui roții. Acest proces poate fi împărțit în două faze (v. Fig. 3.18 a, b). În primul moment vârful dintelui curelei ajunge în contact cu vârful dintelui roții (v. Fig. 3.18 a), după care vârful dintelui curelei continuă contactul cu flancul drept al dintelui roții (v. Fig. 3.18 b).

Dacă $R_r \cdot \sin\theta_{si} + r_t \leq y_{ji} - h_t$ unde y_{ji} conform soluțiilor (3.51), dintelui curelei nu face contact cu dintele roții decât $C_i \neq 0$ și distanța e_{ci} (v. Fig. 3.18 a) este:

$$e_{ci} = [y_{ji} - h_i + r_i] - R_r \cdot \sin\theta_{si} \quad (4.1)$$

Notând apoi cu M punctul de intersecție al porțiunii rectilinii a flancului dintelui roții cu raza de racordare a capului de dinte, se poate determina unghiul pe careaxa x îl face cu OpM din relația (4.2):

$$\theta_{si} = \left(\frac{\pi}{2} - \phi \right) + \beta - \theta_{si} \quad (4.2)$$

Ținând cont de unghiul θ_{Mi} , poziția punctului M în direcția y este dată de:

$$y_{Mi} = R_r \cdot \sin\theta_{si} + r_i \cdot \sin\theta_{si} \quad (4.3)$$

În continuare se definește un punct N, ca punct de tangență dintre capul rotunjit al dintelui curelei (reprezentat cu linie continuă) și cel al roții și unghiul θ_{Ni} între axa x și linia Op-N dat de relația:

$$\theta_{Ni} = \sin^{-1} \left[\frac{e_{ci}}{r_a + r_i} \right] \text{ pentru } |e_{ci}| < (r_a + r_i) \quad (4.4)$$

Ordonata la origine a punctului N fiind:

$$y_{Ni} = R_r \cdot \sin\theta_{si} + r_i \cdot \sin\theta_{si} \quad (4.5)$$

Conform ecuațiilor (4.1) ~ (4.5), condițiile de contact a dinților conjugați C_i sunt determinate de ecuațiile (4.6):

- (1) Pentru contactul celor două vârfuri rotunjite de dinți
(v. Fig. 3.18a)
când $y_{Ni} > y_{Mi}$
- (2) Pentru contactul capului dintelui curelei pe flancul
încărcat al dintelui roții (v. Fig. 3.18b)
când $e_{ci} \leq 0$ și $y_{Ni} \leq y_{Mi}$

Jocul înspre ramura descărcată B_i poate fi obținut în același mod.

Conform [K21] jocul C_i către ramura motoare (încărcată) se poate calcula cu relația :

$$C_i = x_{vi} - x_{vi} \quad (4.7)$$

unde: x_{vi} - este coordonata pe direcția axei x a punctului V' la θ_{si} (v. Fig. 3.18a) determinată cu relația (4.8) iar pentru cazul din Fig. 3.18 b, determinată cu relația (4.9);

x_{vi} - este coordonata pentru localizarea punctului V al dintelui curelei (v. rel. 4.10).

$$x_{vi} = R_r \cos\theta_{si} - r_i \cos\theta_{si} \quad (4.8)$$

$$x_{vi} = \frac{y_{vi} \{ \cos[\theta_{si} + \phi_{rp}] - \cos[\theta_{si} + \phi_{or}] \}}{\sin[\theta_{si} + \phi_{rp}] - \frac{R_{p'}}{R_p} \sin[\theta_{si} + \phi_{or}]} \cdot R_{p'} \sin(\phi_{or} - \phi_{rp}) \quad (4.9)$$

unde: $\phi_{rp} = \phi - \phi_n$; $\phi_{or} = \phi - \sin^{-1} \frac{l_{p1}}{2R_{p'}}$

$$x_{vi} = x_{vi} - h_i \cdot \operatorname{tg}\beta - r_a \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\pi - 2\beta}{4}\right) + r_a \cdot \cos\theta_{vi} \quad (4.10)$$

Dacă C_i este pozitiv, atunci există un joc între dintele curelei și cel al roții. Dacă C_i este negativ ambii dinți sunt deja în contact. În ecuațiile (4.1)...(4.10) și (3.58) $i = 1, 2, \dots, N_A$ iar jocul C_i și B_i (aici i este N_E, \dots, z_c) la sfârșitul angrenării se pot obține introducând unghiul Φ (v. Fig. 3.14).

Interferența primară (vezi §3) este influențată de raza de racordare a capului dintelui curelei r_a , de raza de racordare a capului dintelui roții r_t și de unghiul de presiune β .

Efectul **razei de racordare a capului dintelui curelei r_a** asupra interferenței este prezentat în Fig. 4.2. Conform dependențelor din Fig. 4.2 rezultă că intensitatea interferenței este cu atât mai mare cu cât raza de racordare este mai mică.

Unghiul în procesul angrenării incomplete este dependent de partea unde este angrenarea incompletă, cuplul de materiale, efortul din curea, coeficientul de frecare dintre curea și roată, etc.

Considerând acest unghi numai ca funcție de raza de racordare la capul dintelui curelei, procesul angrenării incomplete este mai lung (adică unghiul în intervalul căruia se desfășoară cuplarea incompletă este mai mare).

Pentru valori mari ale lui r_a interferența atinge o valoare mai mică și unghiul pentru

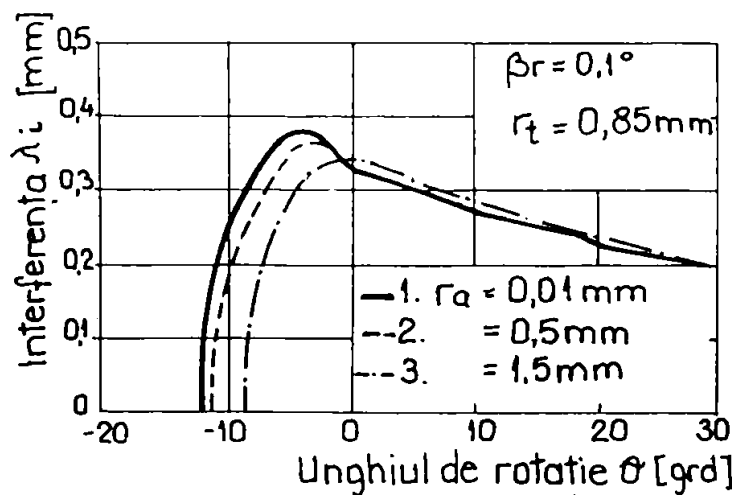


Fig. 4.2.[K23].

Efectul razei r_a asupra interferenței de angrenare.

procesul de angrenare incompletă scade. Din cauza unor restricții dimensionale și pentru a evita "încălecare" dintelui curelei față de roată (care poate apărea dacă sarcina în ramura condusă este mică), raza capului dintelui curelei este limitată superior. Pentru profilul L testat de Koyama [K23] această rază are valoarea maximă $r_{amax}=1,5$ mm.

Efectul **razei de racordare de la capul dintelui roții r_t** asupra

interferenței este prezentată în Fig. 4.3. Întrucât variația pasului Δp este dependentă de r_t și starea de interferență este modificată, se recurge la modificarea diametrului exterior al roții d_a pentru a păstra pasul constant.

Analiza datelor și dependențelor din Fig. 4.3 permite să tragem următoarele concluzii:

- ◆ efectul lui r_t asupra interferenței λ_i este mai mic comparativ cu r_a și pentru r_t mai mare λ_i scade foarte puțin.
- ◆ efectul de descreștere a interferenței datorită lui r_t mare este cu atât mai mic, cu cât este mai mare coeficientul de frecare μ între corpul curelei (pe zona dintre doi dinți) și suprafața de cap a dintelui roții.

O valoare mare pentru r_t este favorabilă și unei durabilități la oboseală mari [K23].

Influența **unghiului de presiune β** asupra interferenței de-a lungul unghiului θ pe care aceasta se desfășoară este prezentată în Fig. 4.4.

Comparând cele cinci curbe corespunzătoare unui unghi de presiune β cu valori de $0,1^{\circ}$; 10° ; 20° ; 30° ; 40° , rezultă:

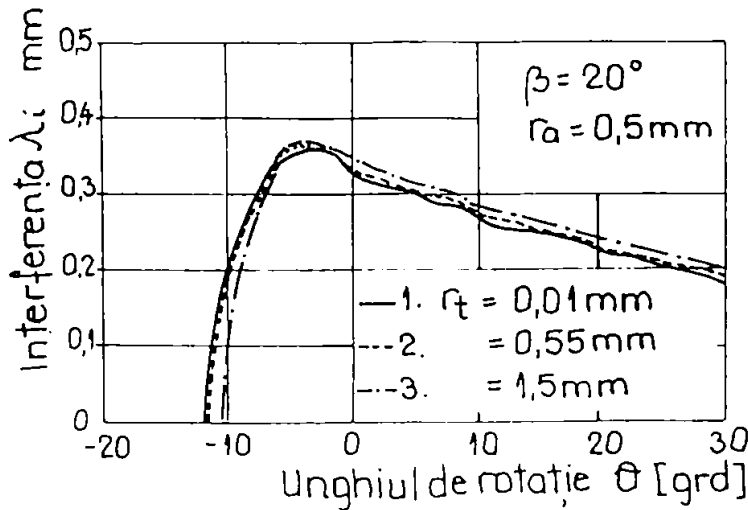


Fig. 4.3. [K23].

Efectul razei r_t asupra interferenței de angrenare.

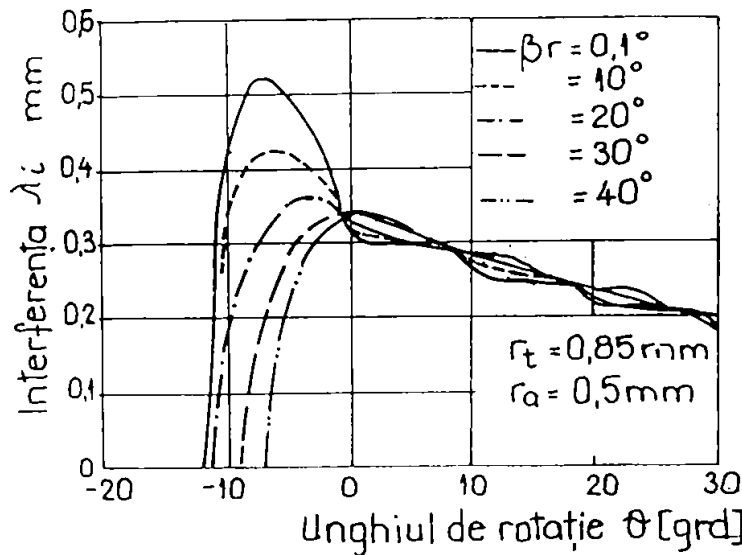


Fig. 4.4. [K23].

Efectul unghiului de presiune β asupra interferenței de angrenare.

ușor, astfel că domeniul dorit pentru $\beta \in [20^{\circ} \div 30^{\circ}]$.

Luând ca bază de comparație interferența pentru unghiul de presiune $\beta = 0,1^{\circ}$ (v. Fig. 4.4) se constată o scădere a acesteia cu:

- cca. 33,8% pentru unghiul de presiune $\beta = 40^{\circ}$ și $\beta = 30^{\circ}$;
- cca. 32,3% pentru unghiul de presiune $\beta = 20^{\circ}$;
- cca. 17,8% pentru unghiul de presiune $\beta = 10^{\circ}$.

Deci din punct de vedere al interferenței pentru exemplul analizat, unghiul de presiune optim este $\beta = 20^{\circ} \dots 30^{\circ}$

- Pe porțiunea de angrenare incompletă, pentru situația când θ este negativ se constată o valoare maximă pentru λ_i la valori mici ale lui β și o scădere a sa pentru valori mai mari ale lui β .

- Pentru un unghi de presiune mare, localizarea maximului pentru interferență este aproape de $\theta=0^{\circ}$, iar valoarea maximă a interferenței pentru acest unghi este mai mică în raport cu cea de la unghiul de presiune minim luat în considerare. În același timp dacă se ține cont de:

$$\lambda_i = f_i \cdot F_m \cdot \cos \beta_i \quad (4.11)$$

unde:

f_i - elasticitatea (vezi § 3.1).
 F_m - sarcina care acționează asupra capului de dinte (vezi § 3.1) și de faptul că sarcina care acționează asupra dintelui roții este influențată de direcția lui β_i , nu este optim un unghi de presiune mare.

- De asemenea pentru un unghi de presiune β mare, fenomenul de alunecare și "sărire" pot apărea foarte

La profilele cu dinți trapezoidali și flanc plan, unghiul de presiune $\beta \in \{20^\circ; 25^\circ\}$, atât la variantele cu pași în inci cât și la cele cu pași în mm.

Viteza de alunecare la punctele de contact în regiunea de angrenare incompletă a dinților curelei cu cei ai roții influențează și fenomenul de uzare abrazivă și temperatura curelei.

Viteza de alunecare este definită ca viteza de deplasare a vârfului rotunjit al dintelui curelei sau a roții, la contactarea flancului dintelui. Condițiile de angrenare ale curelei cu roata în zona de angrenare incompletă sunt prezentate în Fig. 4.5. Ipotezele în care s-a făcut determinarea vitezei de alunecare sunt:

a). flancul dintelui roții și curelei este plan și nu există rază de racordare la capătul dinților;

b). atât cureaua cât și roata nu se deformează sub acțiunea unei sarcini exterioare;

c). mișcarea curelei este în direcția axei x, iar pe direcția axei y corpul curelei pe porțiunea dintre doi dinți contactează cercul exterior al roții.

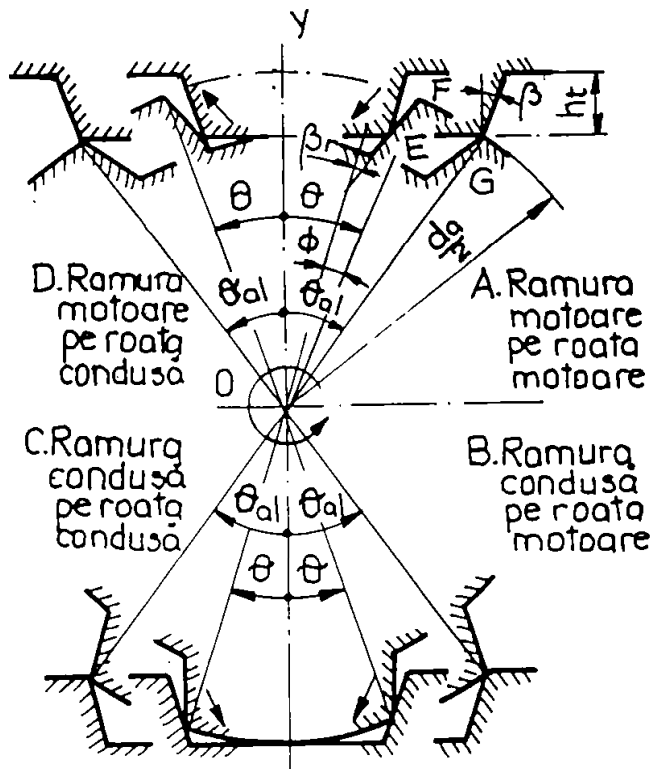


Fig. 4.5. [K23].

Condițiile de angrenare ale curelei cu roata în zona de angrenare incompletă.

În Fig. 4.5 (A) unde zona de angrenare incompletă începe de la intrarea ramurii motoare (întinsă) pe roata motoare, vârful dintelui curelei este în contact cu vârful dintelui roții în punctul G. Vârful dintelui curelei se deplasează de la G la E prin alunecare cu amplitudinea \overline{FE} (v. Fig. 4.5). Relația dintre această lungime de alunecare $\overline{FE} = x$ și unghiul de rotire $(\theta_{01} - \theta)$ al roții este dată de raportul:

$$x = \frac{d_n}{2} \frac{(\cos \theta - \cos \theta_{01})}{\cos(\theta + \beta - \Phi_n)} \quad \text{pentru } \Phi_0 \leq \theta \leq \theta_{01} \quad (4.12)$$

Diferențiind (4.12) în raport cu timpul se obține viteza de alunecare în punctul E conform relației:

$$v_t = \frac{d_n}{2} \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\beta - \Phi_n) - \sin(\theta + \beta - \Phi_n) \cdot \cos \theta_{01}}{\cos^2(\theta + \beta - \Phi_n)} \quad (4.13)$$

unde:
$$\theta_{at} = \cos^{-1} \frac{\left(\frac{d_a}{2} - h_t \right)}{\frac{d_a}{2}} \quad (4.14)$$

ω - viteza unghiulară a roții de curea;
 h_t - înălțimea dintelui curelei.

Viteza de alunecare la situația din Fig. 4.5 (D) (angrenare incompletă a ramurii motoare a curelei cu roata condusă) este aceeași ca cea dată de relația (4.13), dar cu semn negativ.

Viteza de alunecare v_s în situația din Fig. 4.5 (B) (angrenarea incompletă a ramurii conduse cu roata motoare - echivalentă ieșirii din angrenare) este dată de expresia:

$$v_s = \frac{d_a}{2} \cdot \omega \cdot \frac{\sin \theta}{\cos \beta} \quad (4.15)$$

iar viteza de alunecare pentru situația din Fig. 4.5 (C) este aceeași dar cu semn negativ.

Vitezele de alunecare v_t pe durata angrenării incomplete prezintă o creștere cu creșterea unghiului θ , care este mai accentuată pentru cazul în care parametrul unghi de presiune este mai mare (v. Fig. 4.6). Spre deosebire de $|v_t|$, $|v_s|$ are o variație liniară și o tendință de creștere cu creșterea unghiului θ , dar nu atât de mare.

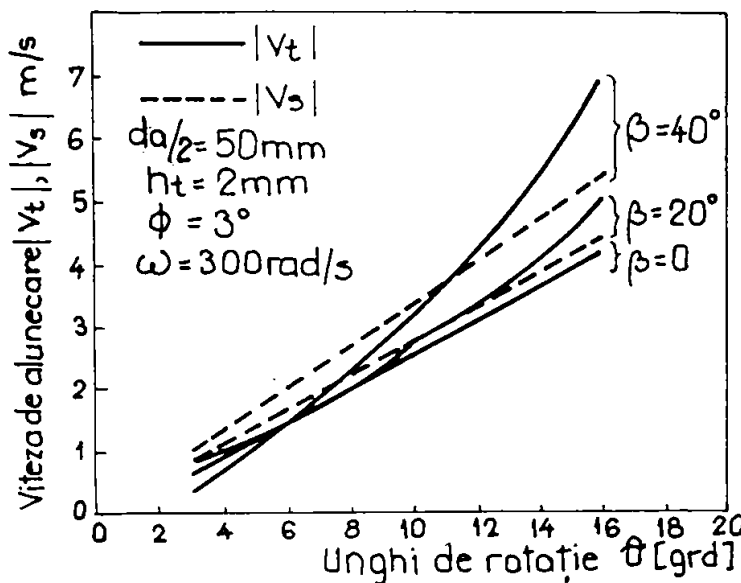


Fig. 4.6. [K6].

Viteza de alunecare în zona angrenării incomplete.

În realitate valorile vitezelor de alunecare sunt diferite de cele determinate prin calcul și prezentate în Fig. 4.6. datorită influenței efectului poligonal, a existenței razei de racordare la capul dintelui curelei / roții de curea, a vibrațiilor transversale, a deformării dintelui curelei și a deplasării curelei de la linia neutră la nivelul ramurilor libere.

La funcționarea în sarcină a curelei sincrone, se constată o deplasare a curelei de la poziția normală a ramurii, în zonele de angrenare incompletă atât la intrarea cât și la ieșirea din angrenare (v. Fig. 4.7). Deplasarea curelei este determinată de forța care acționează pe flancul de dinte F_m și forța de frecare corespunzătoare $\mu'F_m$ (v. Fig. 4.8). La începutul angrenării dintelui curelei dinspre ramura motoare cu dintele roții motoare (corespunzător cazului (A) din Fig. 4.17), vârful rotunjit al capului dintelui curelei alunecă în lungul flancului dintelui roții (v. Fig. 3.18) de la vârf către bază.

În acest proces cureaua este deplasată în afara roții de către forța ce acționează pe dinte și forța de frecare. Pe de altă parte, la sfârșitul angrenării pe roata condusă (v. Fig. 4.7 (D)) sensul de acționare al forței de frecare este opus celui din cazul (A) datorită alunecării

vârful dintelui curelei pe flancul dintelui roții de la baza sa către vârf. O situație similară cu cea din cazul (D) este în cazul (B), la ieșirea din angrenare a curelei și roții motoare.

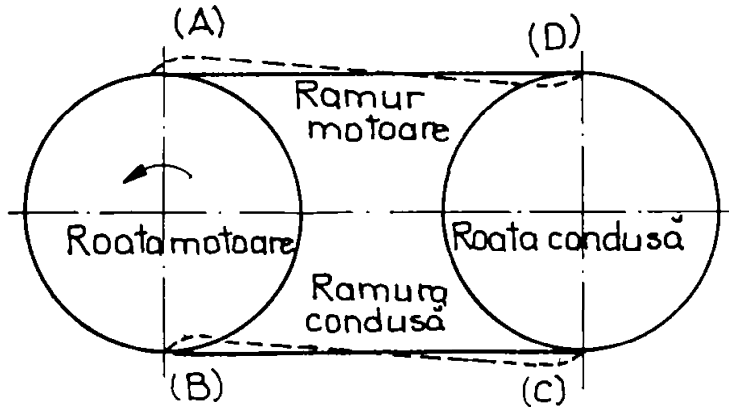


Fig. 4.7. [K23].

Deplasarea curelei de la poziția normală.

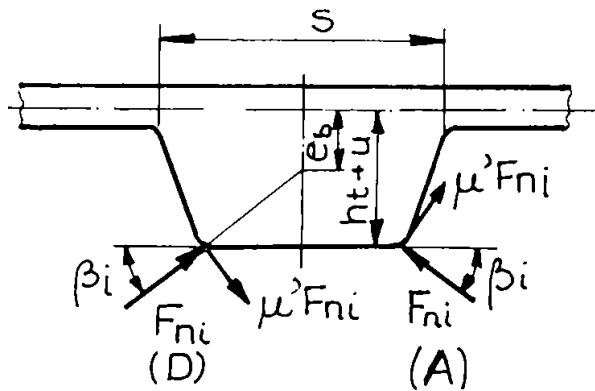


Fig. 4.8. [K23].

Sarcina pe dinte F_{ni} și forța de frecare $\mu'F_{ni}$

În cazul (C) situația este

(A). F_{ni} și forța de frecare generată de ea $\mu'F_{ni}$ sunt identice ca valoare în cazul (A) respectiv (D), dar sensul de acțiune a forței de frecare este diferit.

În continuare este necesar să se stabilească efectul celor două forțe F_{ni} și $\mu'F_{ni}$ asupra stării de tensiune generală la baza dintelui curelei. Conform [K21], [K22], [K23] dacă transmisia este cu raport de transmitere $i = 1$, apare o uzură abrazivă la flancul dintelui curelei în direcția de funcționare sau o rupere amorsată în zona de racordare a dintelui curelei la bază, dirijată sub un unghi de 45° și propagată în lungul cordajului până la ruperea prin forfecare. Ruperea prin forfecare apare în (D) la părăsirea de către curea a roții conduse, iar uzura abrazivă în (C) la intrarea ramurii conduse a curelei pe roata condusă.

Tensiunea echivalentă în cazurile (A) respectiv (D) (unde forțele se mențin identice ca

valoare) poate fi determinată cu relația :

$$\sigma_{1,D} = \sqrt{(\sigma_{n1} \mp \sigma_{n2} - \sigma_{q(c)2} \mp \sigma_{q(c)2})^2 + \xi^2 (\tau_{f1} \mp \tau_{f1})^2} \quad (4.16)$$

unde:

- $\sigma_{1,D}$ - tensiunea echivalentă în secțiunea transversală slăbită în (A) respectiv(D);
- σ_{n1} - tensiunea de încovoiere sub acțiunea forței pe dinte F_{ni} și a forței de frecare $\mu'F_{ni}$;
- $\sigma_{q(c)1,2}$ - de aceleași forțe;
- $\tau_{f1,2}$ - tensiunea medie de forfecare;

$$\xi = \frac{\sigma_{lim}}{\tau_{f lim}} - \text{raportul tensiunilor admisibile maxime (pentru care nu există în literatură)}$$

date specifice curelelor [K23] admite valoarea 2 de la polimeri).

Tensiunile parțiale din relația de calcul a tensiunii echivalente pot fi determinate cu ecuațiile din sistemul (4.17) :

unde: b_s - lățimea curelei;

S - grosimea dintelui la bază;

e_b - distanța de la punctul de intersecție al direcției forței care acționează pe dinte cu axa de simetrie a dintelui, până la axa cordajului curelei;

μ' - coeficientul de frecare dinamic (dependent de sarcină, viteza de alunecare, particularitățile suprafeței de contact, temperatură, etc);

β_i - unghiul de presiune variabil funcție de unghiul de rotație al roții (v. Fig. 4.8).

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{t_1} = \frac{6 \cdot e_b \cdot F_m \cdot \cos \beta_i}{b_s \cdot S^2}; \sigma_{t_2} = \frac{6 \cdot e_b \cdot \mu' \cdot F_m \cdot \sin \beta_i}{b_s \cdot S^2} \\ \sigma_{r(c)1} = \frac{F_m \cdot \sin \beta_i}{b_s \cdot S^2}; \sigma_{r(c)2} = \frac{\mu' \cdot F_m \cdot \cos \beta_i}{b_s \cdot S^2} \\ \tau_{f_1} = \frac{F_m \cdot \cos \beta_i}{b_s \cdot S^2}; \tau_{f_2} = \frac{\mu' \cdot F_m \cdot \sin \beta_i}{b_s \cdot S^2} \end{array} \right. \quad (4.17)$$

Calculând valorile pentru tensiunile echivalente σ_A respectiv σ_D pentru un set de date inițiale, se constată că σ_A reprezintă cca. 40% din σ_D . De aici se poate trage concluzia că dintre cele patru situații (A), (B), (C), (D), cea mai defavorabilă stare de tensiune este generată în cazul (D) corespunzător ieșirii din angrenare a ramurii motoare cu roata condusă.

Starea de tensiune generată în realitate la baza dintelui curelei nu poate fi prezentată printr-o ecuație simplă (4.16), dar aceasta permite a se compara tensiunile în (A) și (D).

Forma dintelui curelei sincrone influențează și interferența pe lângă celelalte aspecte precizate la § 2.3.

La varianta cu forma trapezoidală a profilului dintelui și pasul în inci, o suprasarcină mare (șoc sau sarcină variabilă) conduce la o angrenare perturbată, generând interferență foarte mare (v. Fig. 4.9 a).

Profilul STS cu flancurile dinților curelei sincrone în arc de cerc (v. Fig. 2.10 b) are un unghi de presiune variabil și crește de la bază unde $\beta_{min} \cong 12^0 \dots 15^0$, spre vârful dintelui unde $\beta_{max} \cong 35^0 \dots 40^0$. Pe durata fazei de angrenare dinte curelei STS se rotește în jurul centrului geometric al roții și al flancului dintelui roții și angrenarea poate fi descrisă ca un proces continuu. (v. Fig. 4.9 b).

Flancul circular al dintelui curelei se așează uniform pe roata de curea în zona de angrenare incompletă și cu interferență practic nulă.

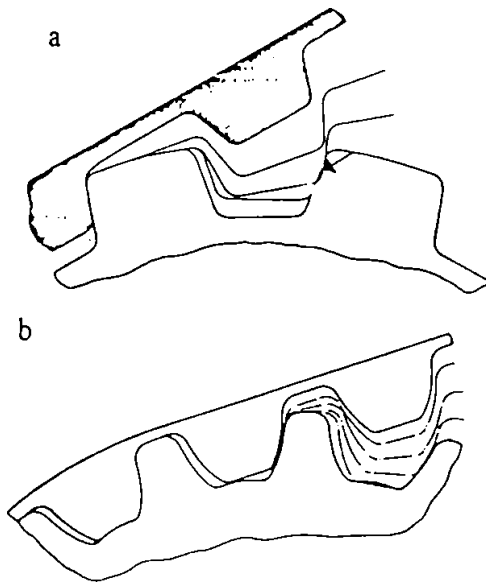


Fig. 4.9. [K13].
Angrenarea curelei sincrone: a). profil H;
b).profil STS cu roata de curea.

La profilul HTD se menține în erac'iunea cu șoc a din'telui curelei cu dintelul roții de curea în perioada de angrenare incompletă la intrarea respectiv ieșirea din angrenare, dar cu intensitate mai redusă decât la profilul trapezoidal cu pasul în inci (v. Fig. 4.10). Forma parabolică a profilului RPP asigură dintelui un unghi de presiune variabil, care crește de la bază unde $\beta = 16^\circ$ către vârful dintelui (v. Fig. 2.15). Efectul constă în reducerea interferenței apărute în zona angrenării incomplete și reducerea uzurii abrazive a dintelui.

La dinții de formă trapezoidală cu pasul în mm, profil AT, modificarea geometriei prin creșterea raportului S/p_b și a unghiului de presiune la valoarea $\beta = 25^\circ$ față de profilul T.

Profilarea curelei și a roții de curea (v. Fig. 4.11) este optimă asigurând angrenarea corectă a dinții or pe tot domeniul de puteri [P5].

Interferența dintre dintele curelei și cel al roții în zona de angrenare incompletă [K15] este puțină comparativ pentru profilele T respectiv AT în Fig. 4.12 a, b pentru ieșirea din angrenare.

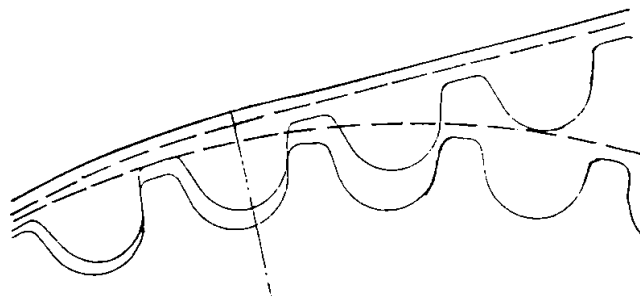


Fig. 4.10. [H2].
Angrenarea curelei sincrone profil HTD cu roata de curea

Comparând situațiile din cele două figuri se pot constata următoarele:

- ◆ la intrarea dintelui în angrenare interferența apare la ambele tipuri de profil (T, AT), dar mult atenuată la profilul AT (chiar dacă sarcina pe ramura motoare este mult mai mare la acesta);

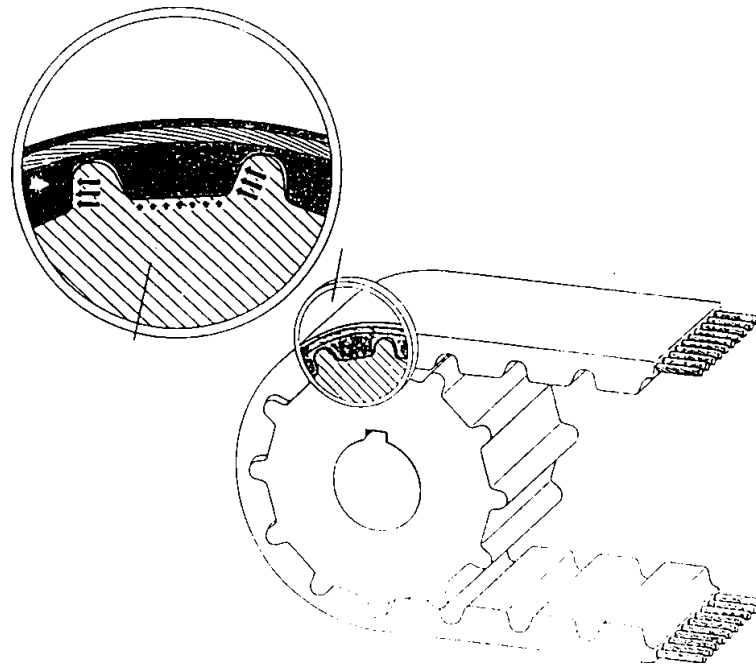


Fig. 4.11. Contactul dintre dintele curelei și al roții la profilele AT.

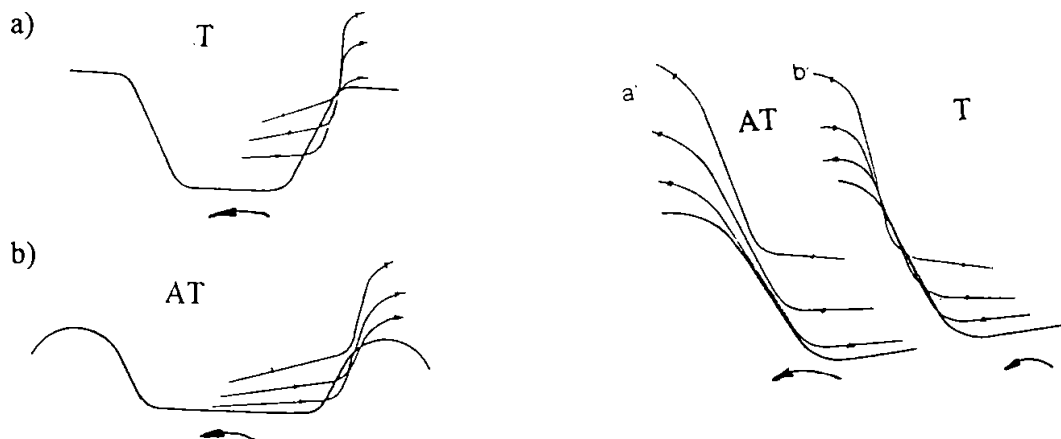


Fig. 4.12. [K15]. Intrarea în angrenare a dintelui curelei profil: a) T; b) AT cu roata de curea

Fig. 4.13. [K15]. Ieșirea din angrenare a dintelui curelei profil: a) T; b) AT cu roata de curea.

- ◆ la ieșirea din angrenare se constată o atenuare a interferenței în raport cu cea de la intrare la profilul T, iar la profilul AT interferența dispăre.

În consecință funcționarea se face lin, iar nivelul de zgomot este micșorat ca urmare a diminuării intensității șocului la ciocnirea capului dintelui curelei cu flancul dintelui roții.

Analiza angrenării dintelui curelei cu profil ATP cu roata de curea conjugată (v. Fig. 4.14) conduce la următoarele observații:

- ◆ la funcționarea în gol Fig. 4.14 a, nu se produce interferența;

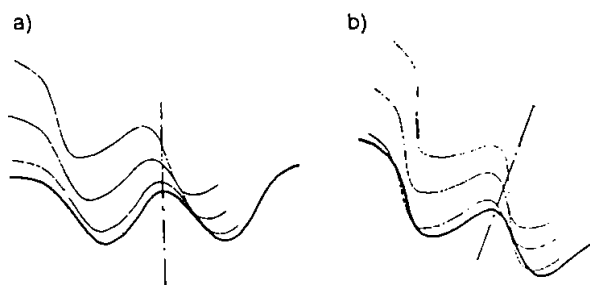


Fig. 4.14. [K16]. Angrenarea dintelui curelei profil ATP cu roata de curea la funcționarea a) în gol; b), în sarcină.

- 1). pasul curelei p_b să fie egal cu pasul roții p_p ;
- 2). să nu existe interferență la începutul I, IV și la sfârșitul angrenării II, III.

Pentru aceste condiții se presupune că cercul de rulare al curelei este pe axa cordajului de rezistență. Când efortul din curea este mic, porțiunea de pe roată pare să aibă formă circulară.

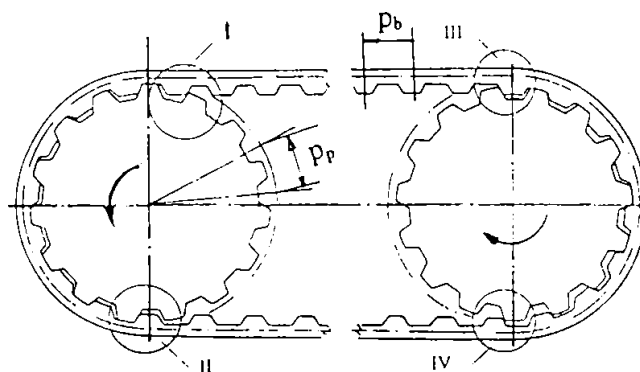


Fig. 4.15. Angrenarea curelei sincrone cu roata de curea.

echivalat cu un segment de dreaptă. Pe porțiunea arcului de înfășurare cordajul de rezistență se alungește.

În general curelele sincrone pentru transmisiile de putere sunt produse în alternativa $p_b < p_p$ pentru a ajunge la satisfacerea condiției (1) în stare încărcată. Satisfacerea condiției (1) pe tot parcursul angrenării este dificilă întrucât cureaua are o ramură încărcată și o ramură descărcată.

Evitarea în totalitate a interferenței la începutul și sfârșitul angrenării nu este posibilă întotdeauna, dar prin alegerea unor curele sincrone cu profile adecvate pentru dinți se poate

◆ la funcționarea în sarcină Fig. 4.14 b, apare interferența, dar aceasta coroborată cu descărcarea voită a primului dinte la intrarea în angrenare a ramurii motoare și prin reducerea conși-derabilă a frecării flancului de dinte asigură o diminuare de cel puțin 10 dB (A) a nivelului de zgomot.

Pentru o transmisie prin curele sincrone, cele patru zone de angrenare incompletă sunt prezentate în Fig. 4.15.

Condițiile pentru o angrenare lină sunt [K25]:

Condițiile (1) și (2) nu sunt dificil de satisfăcut, dacă $p_b = p_p$, iar forma dinților curelei și roții este adecvată.

Când cureaua transferă cuplu, porțiunea de curea dintre doi dinți se înfășoară după un arc de cerc, iar dințele curelei nu se sprijină pe fundul locașului dintre doi dinți ai roții de curea, nu se deformează și poate fi

obține o diminuare a ei pentru toate situațiile (I, II, III, IV) sau evitarea interferenței la ieșirea din angrenare combinată cu o diminuare a ei la intrarea în angrenare.

Interferența de angrenare între dințele roții și cel al curelei sincrone influențează în mare măsură durabilitatea curelei, eroarea de transmisie, nivelul de zgomot și vibrațiile.

Principalele surse de zgomot la transmisiile prin curele sunt:

1. sunetul de impact produs de angrenarea curelei cu roțile în zona de angrenare incompletă;
2. zgomotul produs de vibrația transversală a curelei;
3. zgomotul produs de frecarea roților de curea cu aerul;
4. sunetul produs de închiderea și eliberarea aerului din porțiunile de angrenare incompletă;
5. sunetul produs de alunecarea dintre curea și capul dinților roților.

Din cele cinci cauze, ponderea o au (1) și (2). Sunetul de impact (1) este cel mai evident și se manifestă periodic. Formele undelor presiunii sonore fiind similare (la profile clasice MXL, XL, L, H, XH, XXH) celor ale transmisiilor prin lanț cu role. La celelalte profile HTD, STS, RPP nivelul de zgomot este mult atenuat față de lanțurile cu role.

Pentru diminuarea componentei de zgomot reprezentată de impact (1) este necesar să se asigure condițiile prezentate anterior pentru obținerea interferenței minime sau nule.

4.2. Cinematica transmisiei prin curele. Efectul poligonal.

4.2.1. Cinematica transmisiei prin curele.

Rigiditățile la întindere și încovoiere ale curelei sincrone variază ciclic pe lungimea L_p . Astfel stratul neutru în zonele arcelor de întășurare nu se așterne riguros pe o suprafață cilindrică

În consecință procesul de angrenare induce perturbații cinematice periodice, similare "efectului poligonal". Neglijându-le, se acceptă în primă aproximație că viteza curelei este invariabilă pe conturul transmisiei și poate fi exprimată cu relația:

$$v = \omega_{1,2} \cdot \frac{d_{w1,2}}{2} \cdot 10^{-3} = \frac{n_1 \cdot d_1}{19100} \quad \text{ct.} \quad [m/s] \quad (4.18)$$

unde $\omega_{1,2}$ [rad/s] - viteza unghiulară la roata motoare, respectiv condusă;

$d_{w1,2}$ [mm] - diametrul primitiv la roata motoare, respectiv condusă;

n_1 [rot/min] - turația la nivelul roții motoare

Pe baza acestei supoziii, expresia raportului de transmitere este:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad [-] \quad (4.19)$$

unde $z_{1,2}$ [dinți] - numărul de dinți ai roții motoare, respectiv conduse.

Pentru cazul particular al unităților liniare cu rapoarte mari de transmitere (v. Fig. 2.30), relația (4.20) permite calculul raportului de transmitere:

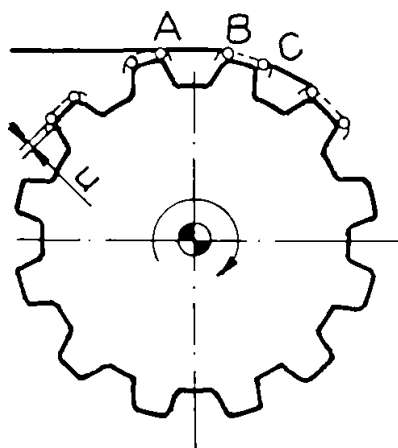
$$i = \frac{v_{as}}{v_c} = \frac{z_{p1} + z_{p2}}{z_{p1} - z_{p2}} \quad [-] \quad (4.20)$$

unde $z_{p1,2}$ [dinți] - numerele de dinți pentru cureaua (1) respectiv (2)

Valoarea maximă a raportului de transmitere se obține pentru cazul $z_{p1}-z_{p2} = 1$. Această diferență de numere de dinți trebuie realizată între dinții situați pe extradadosul respectiv pe intradosul curelei. Cureleile utilizate vor avea dinții amplasați pe extradados, decalajați cu jumătate de pas față de cei de pe intrados.

4.2.2. Efectul poligonal.

Înfășurarea curelei sincrone pe porțiunea de contact cu roata de curea, poate fi descrisă printr-o succesiune de segmente (\overline{AB}) și arce de cerc (\overline{BC}) (v. Fig. 4.16). Această înfășurare poligonală a curelei pe roata de curea are ca urmare o variație a razei instantanee de înfășurare, deci, și a vitezei tangențiale, între punctele A și B și menținerea ei constantă pe arcul (\overline{BC}) .



Valorile extreme r_{max} , r_{min} , ale razei de înfășurare în cazul unor roți de curea cu joc la fund în golul dintre doi dinți sunt date de relațiile (4.21) și (4.22) (v. Fig. 4.17 a):

$$r_{max} = \left(\frac{d_a}{2} + u \right) \quad (4.21)$$

$$r_{min} = \left(\frac{d_a}{2} + u \right) \cos \Phi \quad (4.22)$$

Fig. 4.16. Înfășurarea poligonală a curelei sincrone pe roata de curea

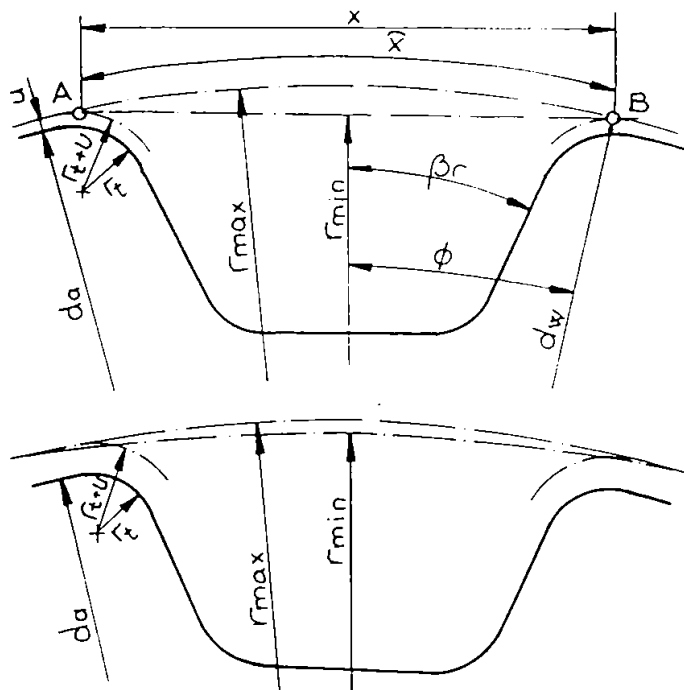


Fig. 4.17. Valorile extreme ale razei de înfășurare pentru a). locașe cu joc, b). locașe fără joc.

unde:

d_a [mm] - diametrul exterior al roții;

u [mm] - distanța de la fibra neutră și baza dintelui;

ϕ [grd] - unghiul la centru echivalent segmentului $\overline{AB} / 2$.

Dacă se neglijează jocul de flanc, unghiul ϕ se poate calcula (v. Fig. 4.18) cu relația :

$$\Phi = \arctg \frac{X_{rp}}{Y_{rp}} \tag{4.23}$$

unde:
 X_{rp}, Y_{rp} - coordonatele punctului B.
 Din triunghiul ABC pot fi scrise ecuațiile sistemului :

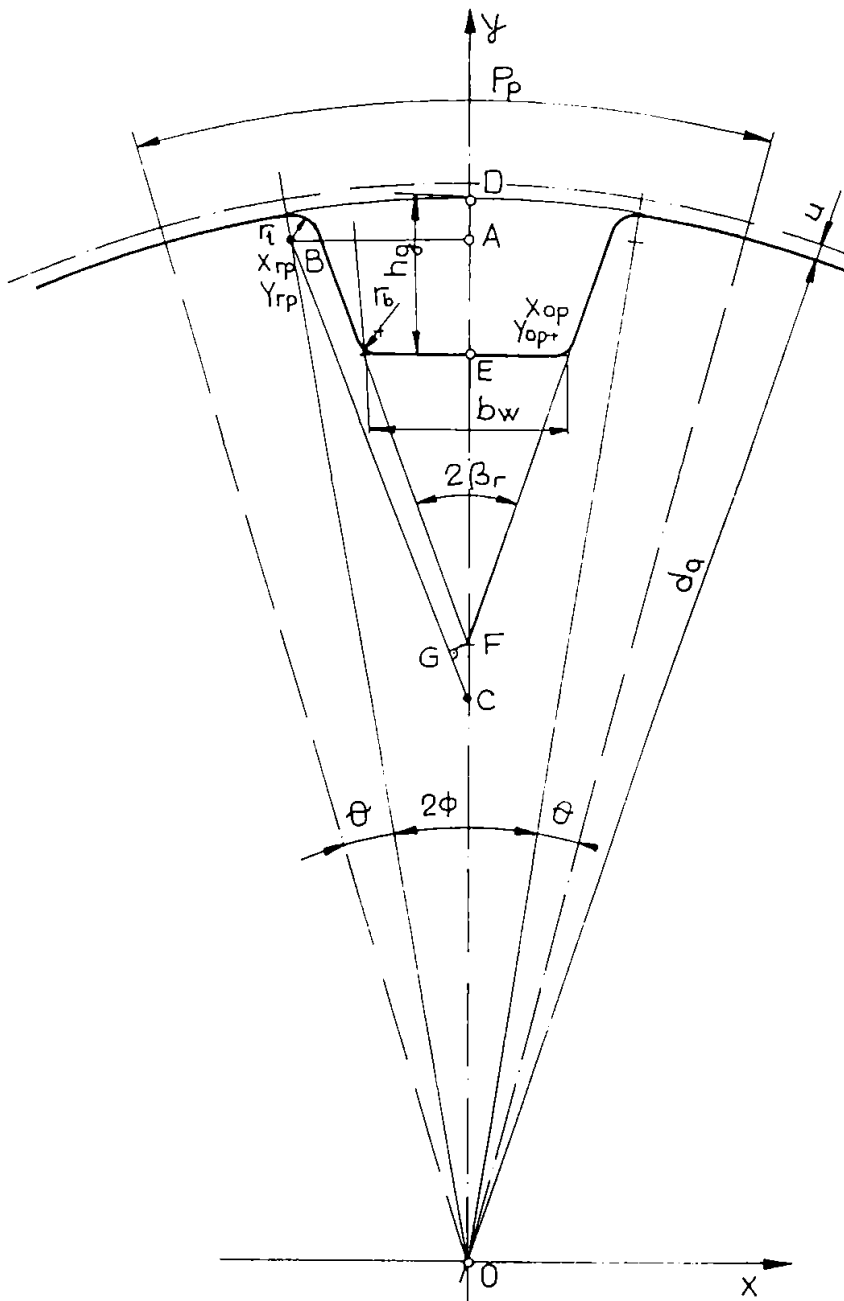


Fig. 4.18.
 Parametri geometrici ai roții de curea.

$$\begin{cases} X_{rp}^2 + Y_{rp}^2 = \left(\frac{d_a}{2} - r_t \right)^2 \\ \frac{X_{rp}}{AC} = -tg\beta_r \end{cases} \tag{4.24}$$

Segmentul \overline{AC} poate fi determinat astfel:

$$\overline{AC} = Y_{rp} - \overline{OC} \quad (4.25)$$

iar

$$\overline{OC} = \overline{OD} - (\overline{DE} + \overline{EF} + \overline{FC}) \quad (4.26)$$

Mărimile segmentelor $\overline{OD}, \overline{DE}, \overline{EF}, \overline{FC}$ pot fi deduse din relațiile:

$$OD = \frac{d_a}{2}; DE = h_g; EF = \frac{b_w}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_r}; FC = \frac{r_f}{\sin \beta_r} \quad (4.27)$$

Înlocuind ecuațiile (4.27) în relația (4.26) se obține:

$$\overline{OC} = \frac{d_a}{2} - h_g - \frac{b_w}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_r} - \frac{r_f}{\sin \beta_r} \quad (4.28)$$

Notând în continuare cu a_1 și b_1 expresiile:

$$a_1 = \frac{d_a}{2} - r_f \quad (4.29)$$

$$b_1 = \frac{d_a}{2} - h_g - \frac{b_w}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_r} - \frac{r_f}{\sin \beta_r} \quad (4.30)$$

sistemul de ecuații (4.24) poate fi adus la forma:

$$\begin{cases} X_{rp}^2 + Y_{rp}^2 = a_1^2 \\ X_{rp} = -(Y_{rp} - b_1) \cdot \operatorname{tg} \beta_r \end{cases} \quad (4.31)$$

Din sistemul (4.31) rezultă ecuațiile pe baza cărora se pot determina coordonatele X_{rp} , Y_{rp} :

$$\begin{cases} Y_{rp} = \frac{b_1 \cdot \operatorname{tg}^2 \beta_r + \sqrt{b_1^2 \operatorname{tg}^4 \beta_r - (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_r)(b_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta_r - a_1^2)}}{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_r} \\ X_{rp} = -(Y_{rp} - b_1) \cdot \operatorname{tg} \beta_r \end{cases} \quad (4.32)$$

Unghiul θ corespunzător semiarcului de înfășurare $AB/2$, poate fi exprimat în funcție de pasul unghiular α și Φ :

$$\theta = \frac{\alpha - 2\Phi}{2} = \frac{\alpha}{2} - \Phi \quad (4.33)$$

unde: $\alpha = \frac{2\pi}{z}$ [grd] - pasul unghiular;

z - numărul de dinți ai roții de curea.

Pe baza relațiilor (4.21) și (4.22) poate fi determinată variația razei de înfășurare Δr :

$$\Delta r = r_{max} - r_{min} = \left(\frac{d_a}{2} + u \right) (1 - \cos \Phi) \quad (4.34)$$

Influența numărului de dinți ai roții asupra variației teoretice a razelor de înfășurare (efectul poligonal) este prezentată în Fig. 4.19 pentru profilele MXL, XL, L, H, XH, XXH.

Din diagrama din Fig. 4.19 se observă că :

- ◆ la același profil variația teoretică a razelor de înfășurare Δr prezintă un maxim pentru numere mici de dinți la roțile de curea și un minim pentru numărul maxim de dinți pentru roțile de curea.
- ◆ valorile pentru variația teoretică a razei de înfășurare cresc de la profilul MXL către profilul XXH.

În cazul în care roata de curea este realizată în varianta fără joc la fund (capul dintelui curelei se sprijină de suprafața de fund a golului dintre dinții roții de curea) (v. Fig. 4.17 b), diferența dintre raza maximă de înfășurare și cea minimă, se diminuează.

Raportul de transmitere va lua valori între i_{\max} și i_{\min} :

$$i_{\max} = \frac{r_{2\max}}{r_{1\min}} = \frac{\frac{d_{a2} + u}{2}}{\left(\frac{d_{a1} + u}{2}\right) \cdot \cos \Phi_1} \quad (4.35)$$

$$i_{\min} = \frac{r_{2\min}}{r_{1\max}} = \frac{\left(\frac{d_{a2} + u}{2}\right) \cdot \cos \Phi_2}{\frac{d_{a1} + u}{2}} \quad (4.36)$$

Variația razelor de înfășurare cu frecvența de angrenare pe roata de curea motoare și condusă influențează raportul de transmitere în raport cu poziția fazei.

La $i = \frac{z_2}{z_1} = I$ nu apar diferențe de efect poligonal la cele două roți. În cazul unei

lungimi pentru ramura motoare multiplu întreg de pași, apare o variație sincronă a razelor și influența efectului poligonal asupra raportului de transmitere momentan este complet eliminată.

În cazul $i = \frac{z_2}{z_1} \neq I$ situația diferă față de cea anterioară. Variația razelor de

înfășurare este diferită astfel încât:

- ◆ dacă lungimea ramurii motoare este multiplu întreg de pași (funcționare sinfazică), raportul de transmitere momentan variază între valorile : $r_{2\max} / r_{1\max}$ și $r_{2\min} / r_{1\min}$. Din această variație a raportului de transmitere momentan, rezultă eroarea de transmitere $\Delta\varphi$ ca diferență între segmentul drept și lungimea arcului (v. Fig. 4.17).

$$\Delta\varphi = \frac{360^\circ}{\pi} \cdot \left(\frac{\bar{x}_1 - \bar{x}_1}{d_{w1}} - \frac{\bar{x}_2 - \bar{x}_2}{d_{w2}} \right) \quad (4.37)$$

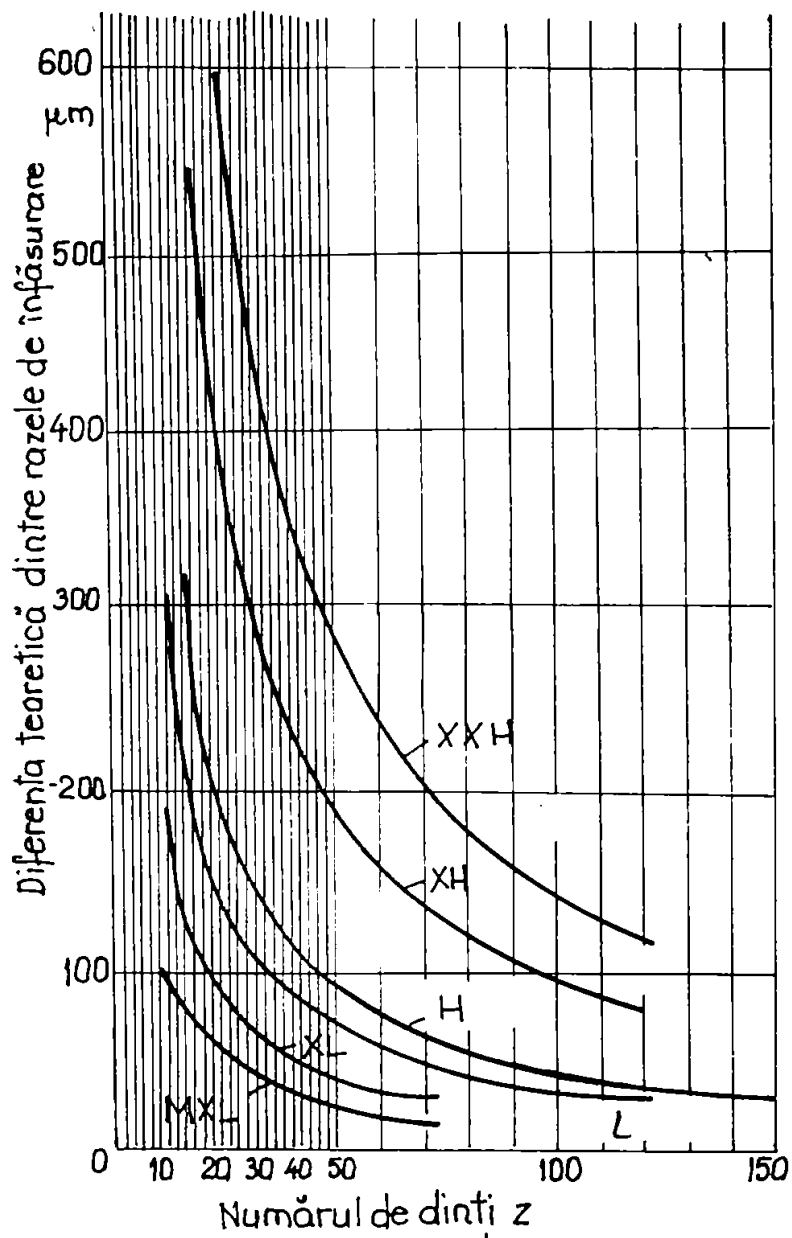


Fig. 4.19.

Influența numărului de dinți ai roții asupra variației teoretice a razelor de înfășurare în cazul profilelor MXL, XL, L, H, XH, XXH.

- ◆ dacă lungimea ramurii motoare nu este luată ca să asigure sincronitatea efectului poligonal la cele două roți (funcționare asinfazică), atunci raportul de transmitere momentan variază în cazul cel mai defavorabil (lungimea ramurii motoare diferă cu jumătate de pas față de multiplul întreg) în limitele $r_{2\max} / r_{1\min}$ și $r_{2\min} / r_{1\max}$ (v. rel. (4.35) și (4.36)).

În acest caz abaterea maximă a erorii de transmitere $\Delta\varphi$ depinde și de lungimea golului dintre dinții roții, dar nu depășește valoarea

$$\Delta\varphi = \frac{360^\circ}{\pi} \cdot \left(\frac{\bar{x}_1 - \bar{x}_1}{d_{w1}} \right) \text{ respectiv } \Delta\varphi = \frac{360^\circ}{\pi} \cdot \left(\frac{\bar{x}_2 - \bar{x}_2}{d_{w2}} \right) \quad (4.38)$$

Ca măsură pentru neuniformitatea mișcării de rotație dintre arborele motor și cel condus, alături de eroarea de transmitere se definește și gradul de neuniformitate δ (v. rel. 4.39):

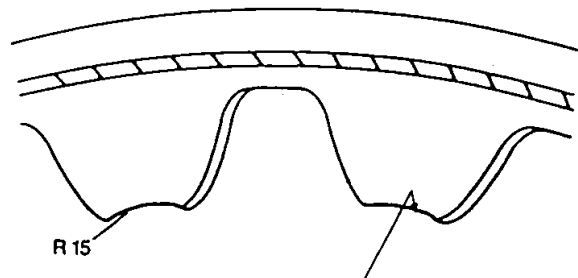
$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_n} \quad (4.39)$$

unde. ω_{\max} [rad/s] - este viteza unghiulară maximă;

ω_{\min} [rad/s] - este viteza unghiulară minimă;

ω_n [rad/s] - este viteza unghiulară nominală.

a). profil STS



b). profil ATP

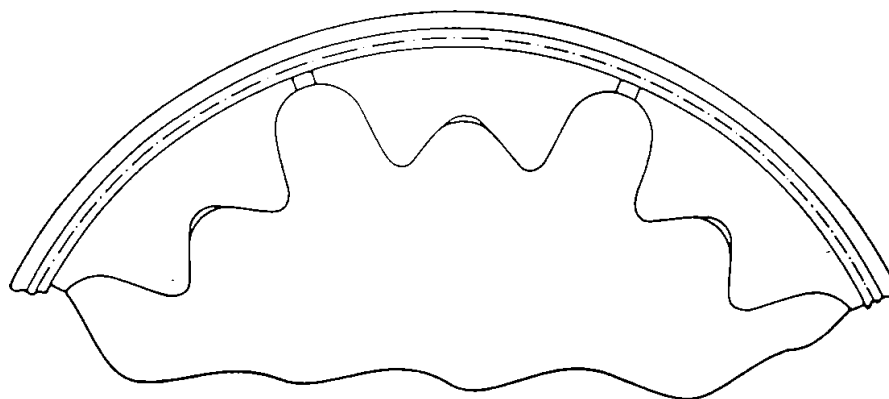


Fig. 4.20. Contactul curelei cu roata de curea pe arcul de înfășurare în cazul profilului a). STS; b). ATP.

Acțiunile cumulate de modificarea geometriei și formei dintelui curelei, al roții de curea și sprijinirii (parțiale sau în totalitate) dintelui curelei pe suprafața de fund a canalului dintre dinții roții, au avut ca efect reducerea efectului poligonal. Această consecință apare ca urmare a faptului că la încărcarea dinamică, cordajul curelei este destul de apropiat de forma circulară, evitându-se astfel înfășurarea poligonală. În Fig. 4.20 a, b este prezentat contactul curelei cu roata de curea pe o porțiune a unghiului de înfășurare în cazul profilelor STS și ATP. Pentru profilul AT, acest aspect este prezentat în Fig. 4.11.

4.2.3. Influența bătaii radiale asupra raportului de transmitere.

Bătaia radială a diametrului exterior al roții de curea rezultă ca urmare a erorilor de fabricare și montaj și conduce la un punct de rotație excentric al roții (v. Fig. 4.21). Excentricitatea e poate fi considerată jumătate din toleranța la bătaia radială a

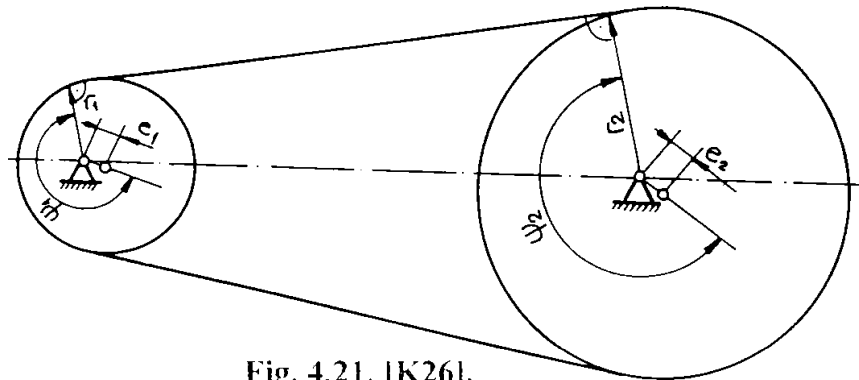


Fig. 4.21. [K26].

Influența excentricității roții asupra razei de înfășurare.

roții de curea :

$$e = \frac{F_{ro}}{2} \tag{4.40}$$

unde. F_{ro} - toleranța bătaii radiale.

Pentru studiul influenței excentricității roții asupra raportului de transmitere momentan trebuie luată în considerare și poziția fazelor. În general la montaj aceasta nu contează, astfel încât raportul de transmitere momentan i_o este acceptat ca o mărime întâmplătoare, care poate lua orice valoare în intervalul limitat de $i_{o\max}$, respectiv $i_{o\min}$. Valorile limită ale rapoartelor de transmitere momentane se determină în cele două cazuri din:

$$i_{o\max} = \frac{\frac{d_{w2}}{2} + e_2}{\frac{d_{w1}}{2} - e_1} \tag{4.41 a}$$

$$i_{o\min} = \frac{\frac{d_{w2}}{2} - e_2}{\frac{d_{w1}}{2} + e_1} \tag{4.41 b}$$

Condițiile care trebuie îndeplinite pentru ca excentricitatea existentă să nu influențeze raportul de transmitere momentan sunt:

1. suprapunerea fazelor $\psi_1 = \psi_2$;
2. raportul de transmitere $i = 1$;
3. suprapunerea valorii excentricităților $e_1 = e_2$.

În antagonism cu poziția fazelor, mărimea excentricității nu are o influență atât de mare. Astfel valoarea momentană a raportului de transmitere poate fi situată între următoarele limite:

$$i_o = \frac{\frac{d_{w2}}{2} + e_2}{\frac{d_{w1}}{2} + e_1} \quad (4.42 \text{ a})$$

respectiv

$$i'_o = \frac{\frac{d_{w2}}{2} - e_2}{\frac{d_{w1}}{2} - e_1} \quad (4.42 \text{ b})$$

Eroarea de transmitere a unghiului de rotație care este generată de excentricitățile roților va fi la o poziție a fazelor de $\psi_1 = \psi_2 + 180^\circ$, și valoarea maximă obținută la $\psi_1 = 90^\circ$ și $\psi_2 = 270^\circ$:

$$\Delta\varphi = \frac{360''}{\pi} \cdot \left(\frac{2e_1}{d_{w1}} + \frac{2e_2}{d_{w2}} \right) \quad (4.43)$$

La suprapunerea fazelor ($\psi_1 = \psi_2$) rezultă eroarea de transmitere a unghiului de rotație :

$$\Delta\varphi = \frac{360''}{\pi} \cdot \left(\frac{2e_1}{d_{w1}} - \frac{2e_2}{d_{w2}} \right) \quad (4.44)$$

Analog cu raportul momentan de transmitere, la o suprapunere a poziției fazelor și un raport al excentricităților $e_2 / e_1 = 1$, excentricitatea roților nu generează erori de transmitere a unghiului de rotație. Pentru calculul posibilei erori de transmitere a unghiului de rotație se iau în considerare numai excentricitățile determinate de toleranța bătaii radiale (v. rel. (4.40)).

Concluziile care se pot trage în privința efectului poligonal sunt:

- ◆ efectul poligonal există și la același tip de curea are tendința de scădere pe măsură ce numărul de dinți ai roții crește;
- ◆ la profilele HTD, RPP, STS, AT, ATP unde capul dintelui curelei este sprijinit parțial sau total pe cercul de fund al roții de curea, diferența dintre arcul \hat{X} impus de diametrul d_w al roții și cel al cordajului în interiorul dintelui (determinat de raza matriței de fabricare) este mai mică și efectul poligonal este diminuat. Întrucât în exploatare niciodată diametrul roții de curea nu se va suprapune peste diametrul matriței, efectul poligonal nu poate fi eliminat;
- ◆ bătaia radială la nivelul roții de curea influențează și ea efectul poligonal, motiv pentru care se impun prescripții de tolerare a macrogeometriei roții de curea (în special a bătaii radiale);

- ◆ niciodată efectul poligonal nu ajunge să condiționeze / agraveze încălecare a roții de către dinții curelei, dar mărește uzura curelei (ca urmare a frecării pe înălțimea flancului dinților) și ca urmare a supratensionării cordajului este periculos și pentru ruperea dinților / chiar a curelei!

4.3. Studiul prin metoda elementului finit a deplasărilor și tensiunilor la curelele sincrone.

4.3.1. Analiza comparativă a profilelor de dinte cu flancuri active și curbe.

În vederea elucidării contribuției pe care o au modificarea formei și a dimensiunilor relative ale dinților (S/p_b , h_t/p_b) asupra capacității portante a curelelor sincrone, au fost examinate prin metoda elementelor finite utilizând programul ANSYS două tipuri la care pasul este apropiat : varianta "clasică" L ($p_b = 9,525$ mm) și varianta HTD 8M ($p_b = 8$ mm) (v. Fig. 4.22).

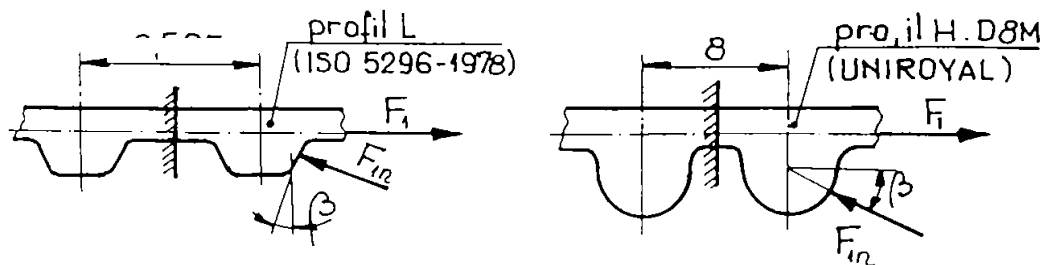


Fig. 4.22. Profilele examinate prin metoda elementului finit.

În afara celor două profile L și HTD în varianta nominală având grosimea relativă a dintelui $S^* = S/p_b$ și înălțimea relativă $h^*_t = h_t/p_b$ conform normelor ISO 5296 și catalogului de firmă UNIROYAL (v. Tabelul 4.1) au fost propuse pentru studiu încă patru variante în jurul variantei nominale L după cum urmează (v. și Tabelul 4.1) :

- ◆ L varianta 1 cu baza dintelui slăbită $S^* = 0,45$ și înălțimea nominală;
- ◆ L varianta 2 cu baza dintelui consolidată $S^* = 0,55$ și înălțimea nominală;
- ◆ L varianta 3 respectiv 4 cu baza dintelui nominală și înălțimea mărită ($h^*_t = 0,25$ respectiv $h^*_t = 0,3$).

Valorile mărimilor relative S^* și h^*_t la variantele analizate

Tabelul 4.1.

Variantă	L nom.	L var.1	L var.2	L var.3	L var.4	HTD 8M
$S^* = S / p_b$	0,488	0,45	0,55	0,488	0,488	0,700
$h^*_t = h_t / p_b$	0,2	0,2	0,2	0,25	0,3	0,425

Eșantioanele examinate sunt segmente de lungime egală cu pasul de bază (p_b) și grosimea unitară (egală cu mărimea pasului de dispunere a cordajului pe lățimea b_s a curelei - v. Fig. 4.23). Matricea pentru ambele variante de profil este din același material - policloropren (cu modul de elasticitate $E_{CO} = 15\text{MPa}$), iar cordajul din fibre de sticlă cablate $150 \times 3 \times 3$ cu filamentul de bază având diametrul $d_f = 9\mu\text{m}$ și modul de elasticitate $E_C = 5 \cdot 10^4 \text{MPa}$.

Influența învelișului protector din țesătură elastică din nylon s-a neglijat.

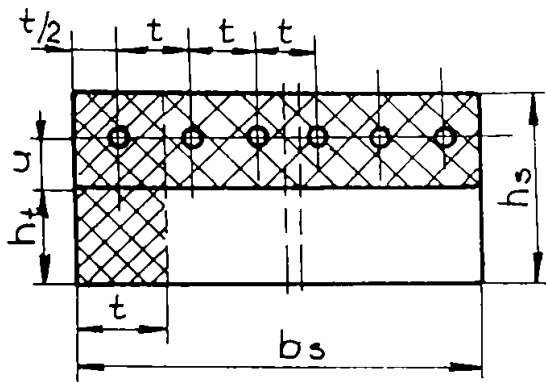


Fig. 4.23. Dimensiunile eșantionului în secțiunea transversală a curelei.

Banda suport solicitată la tracțiune de efortul F_1 este înțesată în zonele din extremități (v. Fig. 4.22). Valoarea efortului F_1 pentru cele două tipuri de profile studiate, este determinată cu ajutorul relației (4.45) (în ipoteza unei pretenționări de 25% din F_{ta}):

$$F_1 = 1,25 \frac{F_{ta}}{n} \quad [N] \quad (4.45)$$

unde:

F_{ta} [N] - forța admisă din condiția de rezistență la solicitarea de tracțiune a cordajului;

$$n = \frac{b_s}{t} \quad - \text{numărul de cabluri}$$

corespunzător lățimii de referință a curelelor (b_s).

Interacțiunea curea - roată a fost simulată prin încărcarea normală pe flanc F_{nl} (v. Fig. 4.22):

$$F_{in} = \frac{F_1}{z_c \cdot \cos \beta} \quad (4.46)$$

unde: z_c - numărul optim de dinți în angrenare corespunzător echiporanței cordajului și danturii ($z_c = 6$ pentru cordajul din fibră de sticlă).

β [grd] - unghiul flancului de dinte.

Întrucât banda suport (a dinților) are o structură neomogenă, efortul F_1 s-a distribuit pe cordaj (F_{1CO}) conform legii dată de relația (4.47):

$$F_1 = F_{1C} + F_{1CO} \quad [N] \quad (4.47)$$

Punând condiția deformațiilor (alungirilor) egale pentru cordaj și corpul curelei se obține:

$$\frac{F_{1C}}{E_C \cdot A_C} = \frac{F_{1CO}}{E_{CO} \cdot A_{CO}} \quad (4.48)$$

Din ecuațiile (4.47) și (4.48) se determină forța care solicită cordajul:

$$F_{1C} = \frac{F_1}{\left(1 + \frac{E_{CO} \cdot A_{CO}}{E_C \cdot A_C}\right)} \quad (4.49)$$

unde. $E_{CO}A_{CO}$ - rigiditatea corpului;

$E_C A_C$ - rigiditatea cordajului.

Valorile pentru lățimea de referință (b_s), efortul de tracțiune F_{ta} , pasul de dispunere a cordajului, numărul de cabluri, respectiv ale forțelor F_1 , F_{1n} , F_{1c} , F_{1co} sunt indicate în Tabelul 4.2.

Aria cordajului (A_C) este aproximată pe baza relației

$$A_C = \frac{\pi \cdot d_f^2}{4} \cdot n_f \tag{4.50}$$

unde: d_f [mm] - diametrul unui filament.

n_f - numărul de filamente.

Pentru această arie se poate considera că diametrul convențional al cablului are valoarea:

$$d_c = \sqrt{\frac{4A_C}{\pi}} \quad [mm] \tag{4.51}$$

Valorile mărimilor geometrice și forțelor specificate anterior pentru ambele profile sunt specificate în Tabelul 4.2.

Tabelul 4.2.

Tip curea	b_s [mm]	t [mm]	n [nr.cabl]	A_C [mm ²]	A_{CO} [mm ²]	F_{ta} [N]	F_1 [N]	F_{1n} [N]	F_{1c} [N]	F_{1co} [N]
L	19.02	0.75	25	0.0859	1.182	173	8,65	1,535	8,62	0,03
HTD 8M	20	0.75	25	0.0859	1.564	572	28,60	5,259	28,46	0,14

În urma analizei proflelor propuse pentru studiu (patru variante în jurul celei nominale pentru tipul de curea L și o variantă pentru tipul HTD 8M) pentru o problemă statică de tensiuni a fost propusă o schemă de discretizare cu elemente finite patrulate (respectiv triunghiulare) izoparametrice. Pentru cordajul din sticlă s-a făcut discretizarea în prisme cu bază triunghiulară (opt puncte pe fiecare diametru).

Zona flancului de angrenare (din polieloropren) a fost blocată la translații și rotații, iar la capetele cordajului au fost aplicate - pentru fiecare din cele șase variante analizate - sarcini concentrate.

Dimensiunile mari ale discretizărilor (până la 427 noduri și 350 elemente pentru profilul L și 102 noduri și 88 elemente pentru profilul HTD 8M) rezultate a impus utilizarea unor echipamente de calcul și programe specializate în prelucrarea interactivă a rețelelor de tip element finit.

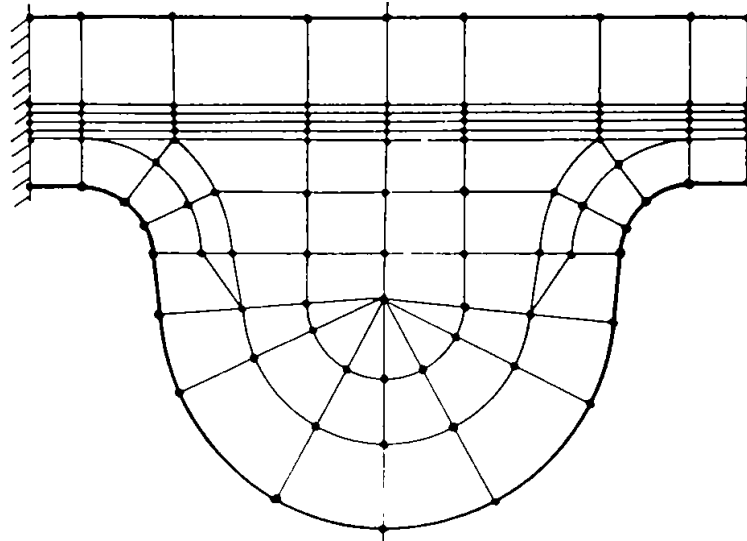
Coordonatele nodale au fost transferate pe un fișier date de intrare pentru preprocesorul programului general de analiză prin element finit ANSYS [S8] implementat pe calculatorul CYBER 170 - 720 al Institutului de Aviație București (INCREST).

După completarea fișierului de intrare cu datele legate de descrierea elementelor (tip STIF 42), proprietățile de material, a reacțiunilor de deplasare și a forțelor care acționează pe structurile propuse s-a trecut la corelarea modelelor celor șase discretizări. Corecturile au fost realizate în acord cu mesajele furnizate de preprocesorul PREP 7 al programului ANSYS, dar mai ales cu facilitățile grafice pentru vizualizarea rețelei.

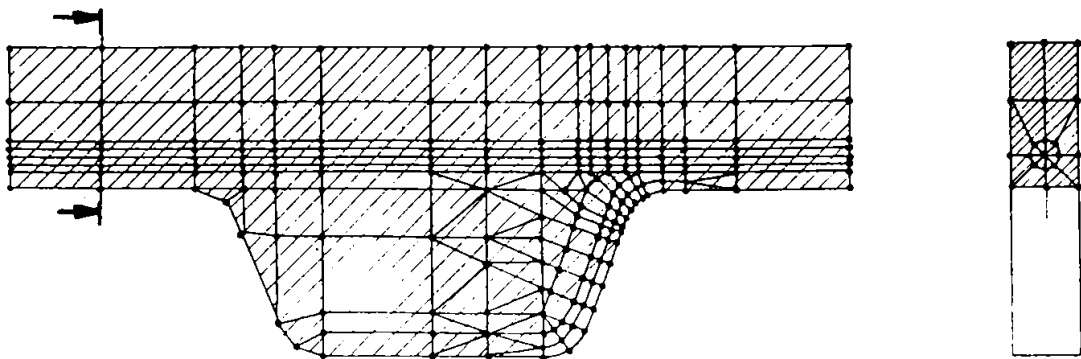
Discretizarea inițială și cea corectată a profilelor analizate este prezentată în Fig. 4.24 a, b, c, d, e, f, g, h.

Deplasările totale sub sarcină sunt prezentate în Fig. 4.25 a, b, d, e, e, f, iar deplasările după axa OX (izoclinele de UX) (v. Fig. 4.26 a, b și Fig. 4.28 a, b, c, d) respectiv OY (izoclinele UY) (v. Fig. 4.27 a, b și Fig. 4.29 a, b, c, d).

Izoclinele pentru tensiune σ_{yy} sunt prezentate în Fig. 4.30 a, b și 4.33 a, b, c, d, pentru tensiunile echivalente σ_{ec} după teoria a III-a în Fig. 4.31 a, b și 4.34 a, b, c, d, respectiv pentru tensiunile echivalente după teoria a V-a în Fig. 4.32 a, b și 4.35 a, b, c, d.

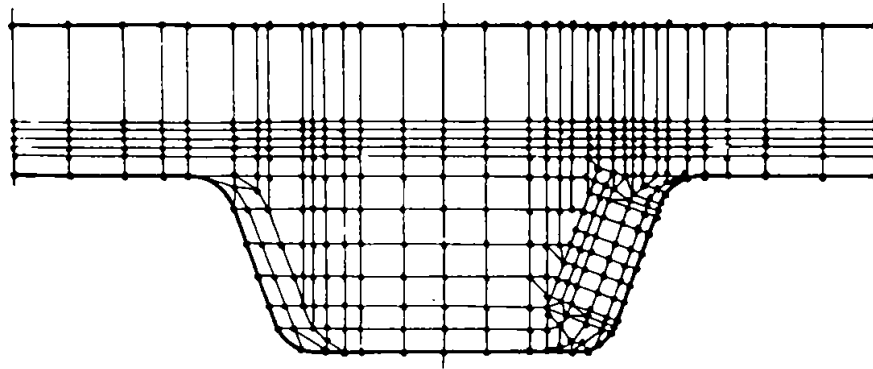


a). profilul HTD 8M.

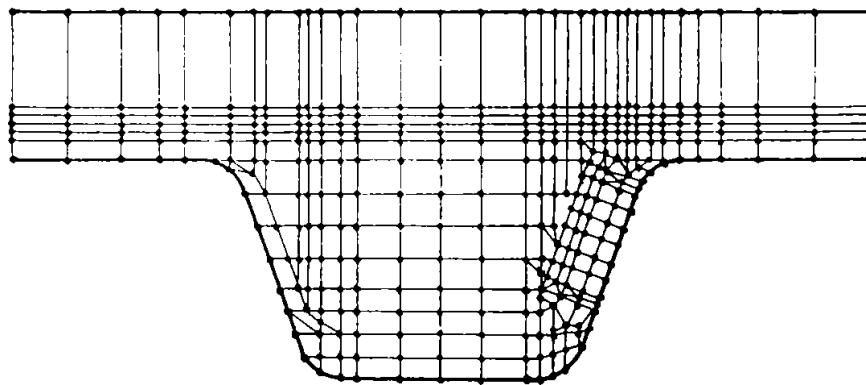


b). Profilul I nominal.

Fig. 4.24. Discretizarea profilelor.

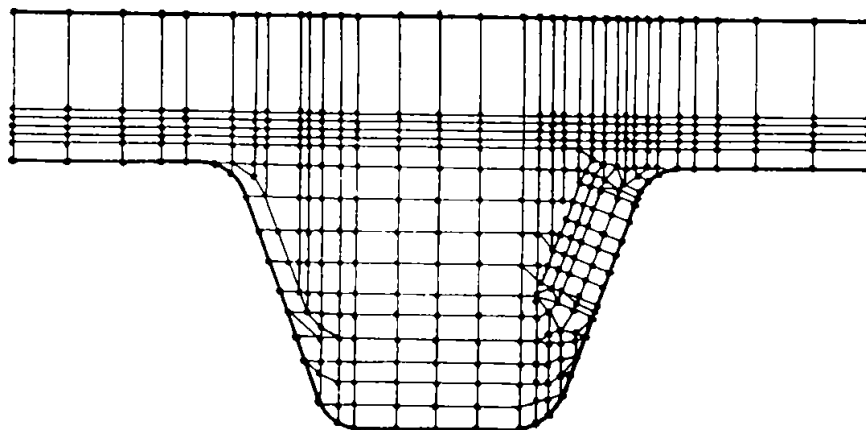


c). Profilul L nominal (după corectarea discretizării).



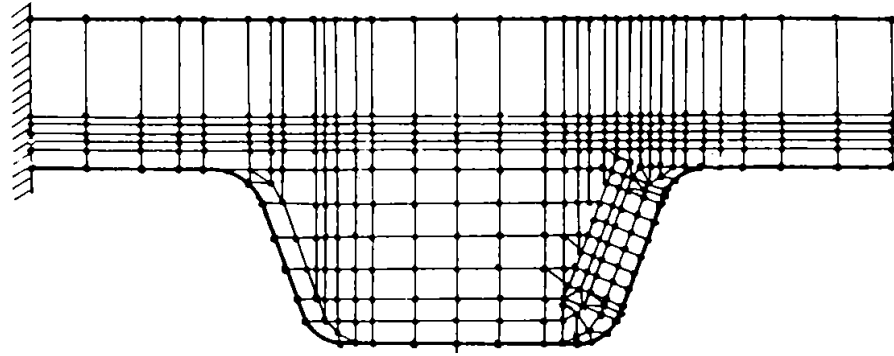
d). Profilul L varianta 1 (înălțime nominală, grosime redusă a dintelui la bază

$$S^* = \frac{S}{p_b} = 0,45).$$



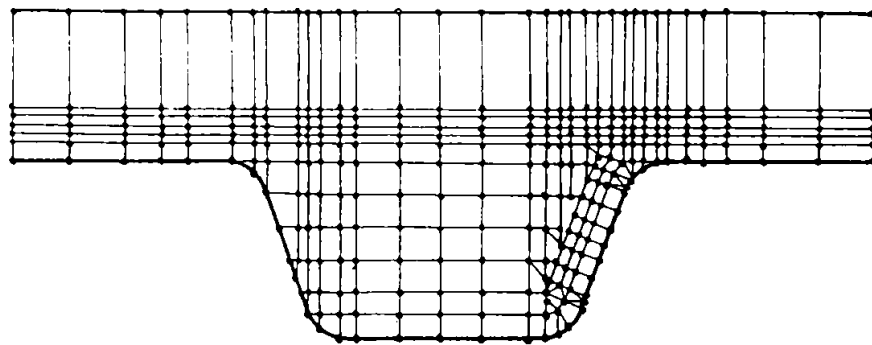
e). Profilul L - cele 5 variante suprapuse (nominală + 4 variante propuse)

Fig. 4.24. Discretizarea profilelor (continuare).

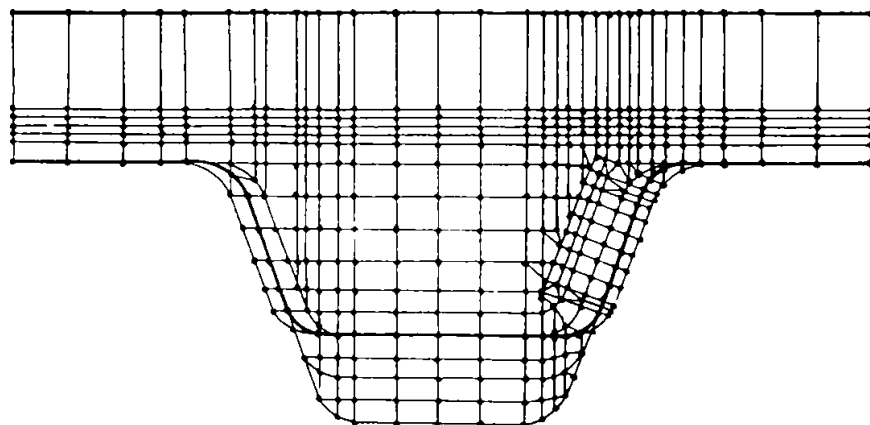


f). Profilul L - varianta 2 (înălțime nominală, grosime sporită a bazei dintelui

$$S^* = \frac{S}{p_b} = 0,55).$$

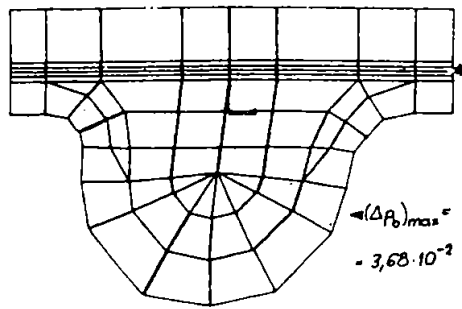


g). Profilul L - varianta 3 (cu înălțime mărită $h^* = \frac{h_t}{p_b} = 0,25$ și baza nominală).

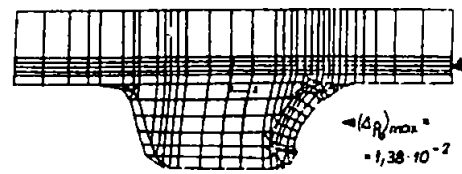


h). Profilul L - Varianta 4 (cu înălțime nominală $h^* = \frac{h_t}{p_b} = 0,3$ și baza nominală),

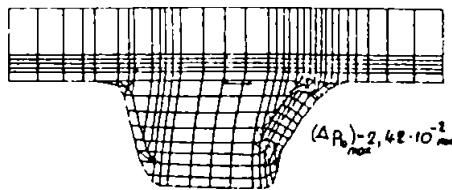
Fig. 4.24. Discretizarea profilelor (continuare).



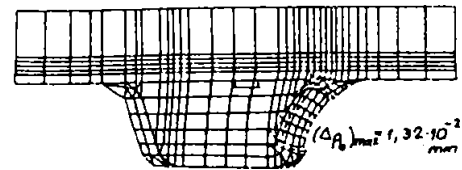
a). Profil HTD 8M



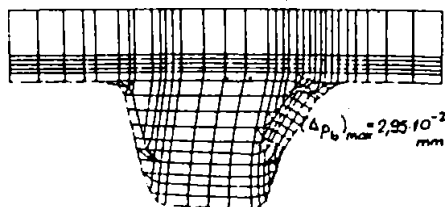
b). Profil L nominal



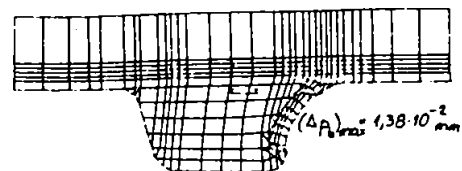
c). Profil L - varianta 3.
Cu înălțimea mărită $h^* = h_t/p_b = 0,25$ și baza nominală.



e). Profil L - varianta 2
Cu baza consolidată $S^* = S/p_b = 0,55$ și înălțimea nominală.

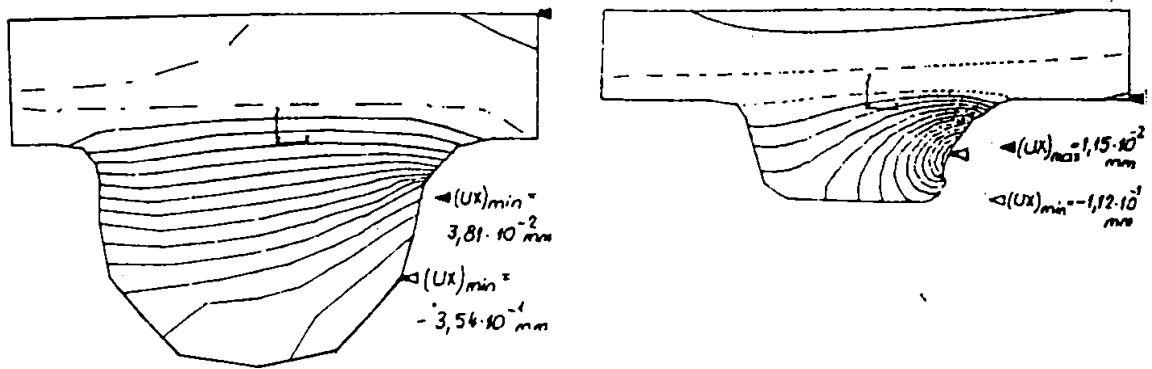


d). Profil L - varianta 4
Cu înălțimea mărită $h^* = h_t/p_b = 0,3$ și baza nominală.



f). Profil L - varianta 1
Cu baza redusă $S^* = S/p_b = 0,45$ și înălțimea nominală.

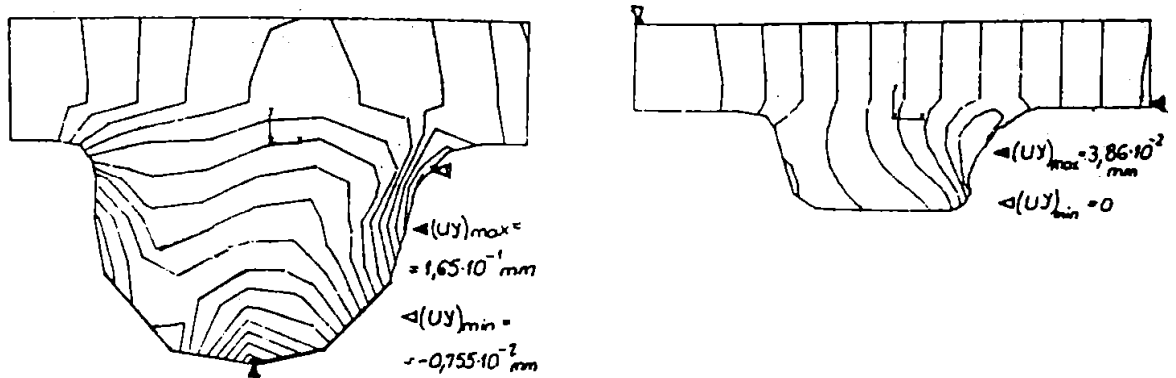
Fig. 4.25. Deplasările totale sub sarcină.



a). Profilul HTD 8M

b): Profilul L nominal

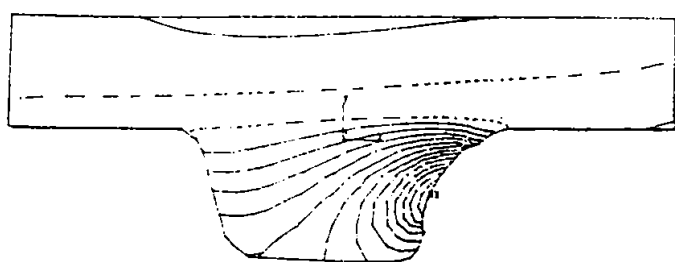
Fig. 4.26. Deplasările UX||OX.



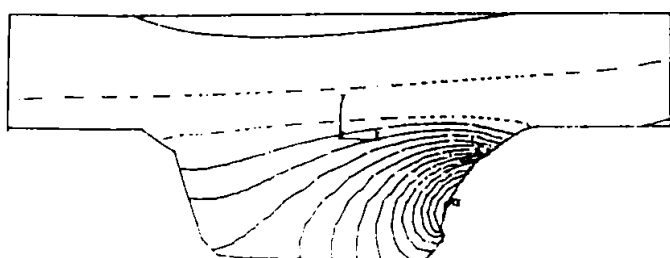
a). Profilul HTD 8M

b). Profilul L nominal

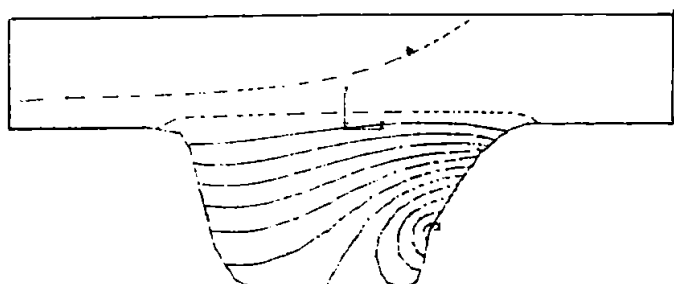
Fig. 4.27. Deplasările UY||UY.



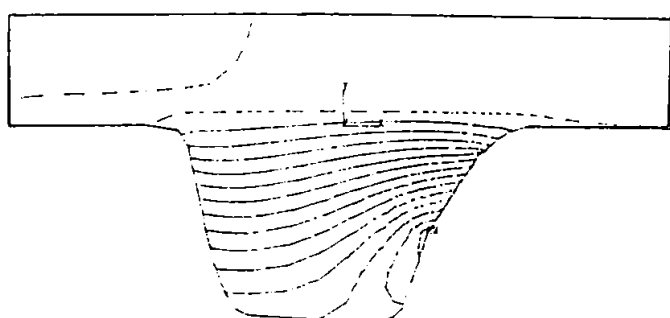
a). Profilul L - varianta 1



b). Profilul L - varianta 2

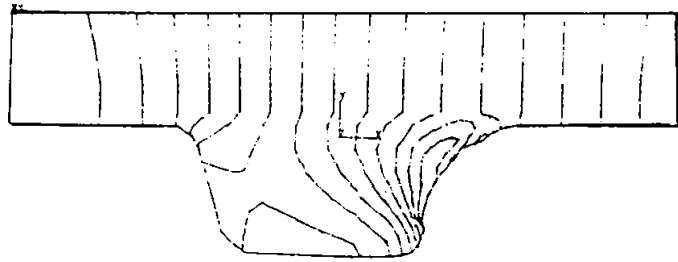


c). Profilul L - varianta 3

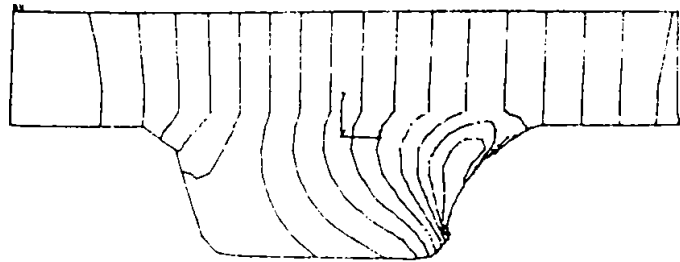


d). Profilul L - varianta 4

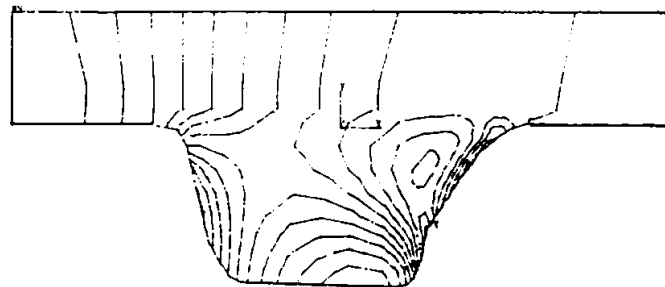
Fig. 4.28. Deplasările $UX \parallel OX$ pentru variantele modificate ale profilului L.



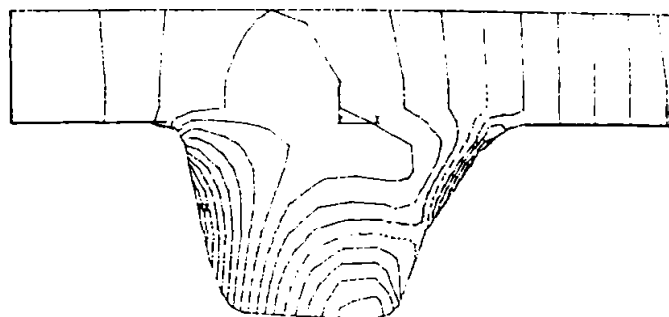
a). Profilul L - varianta 1



b). Profilul L - varianta 2

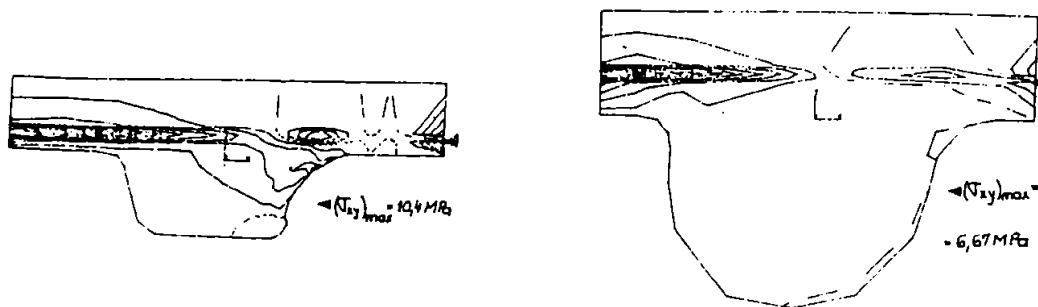


c). Profilul L - varianta 3



d). Profilul L - varianta 4

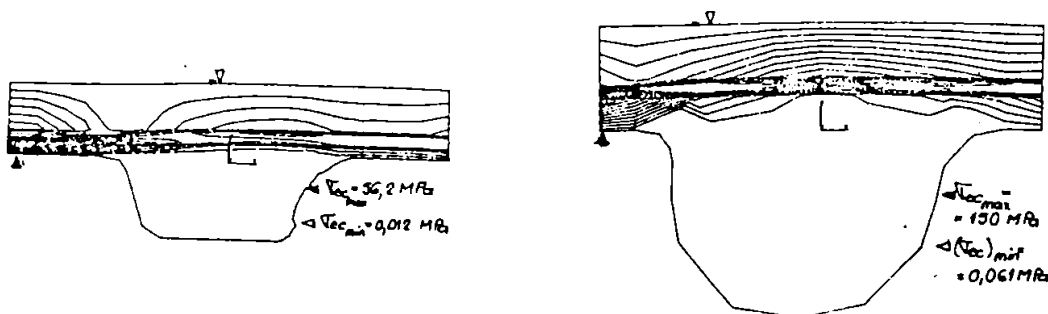
Fig. 4.29. Deplasările $UY \parallel UY$ pentru variantele modificate ale profilului L.



a). Profilul L nominal

b). Profilul HTD 8M

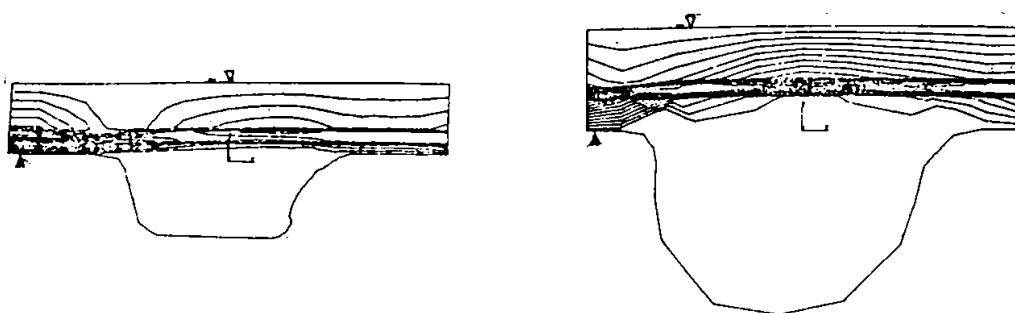
Fig. 4.30. Tensiunea σ_{xy} .



a). Profilul L nominal

b). Profilul HTD 8M

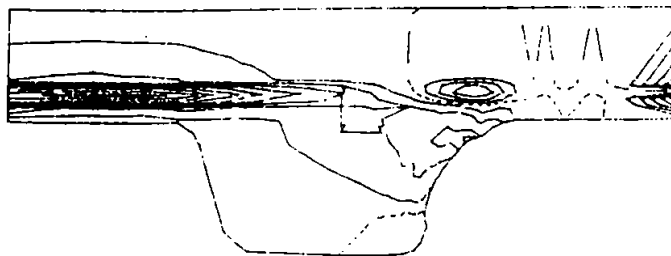
Fig. 4.31. Tensiunea σ_{ellIII} .



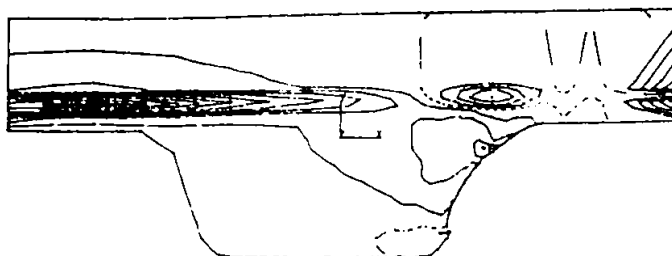
a). Profilul L nominal

b). Profilul HTD 8M

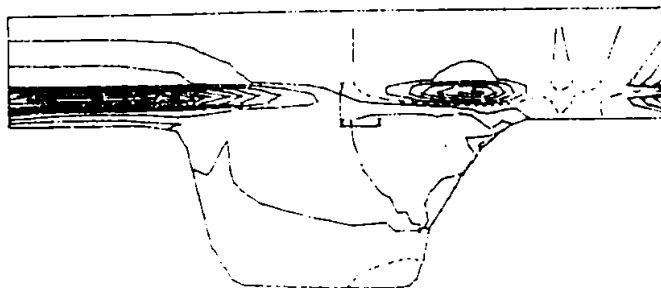
Fig. 4.32. Tensiunea σ_{ellV} .



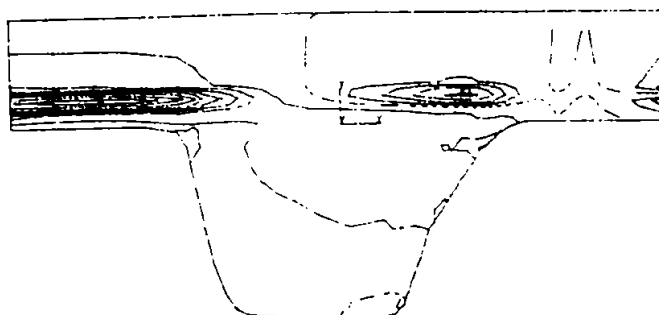
a). Profilul L - varianta 1



b). Profilul L - varianta 2

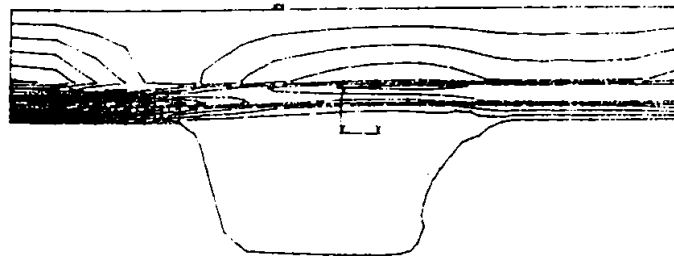


c). Profilul L - varianta 3

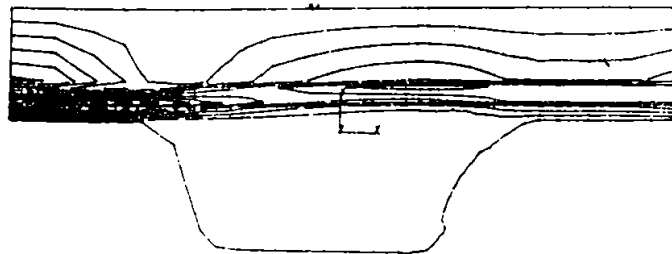


d). Profilul L - varianta 4

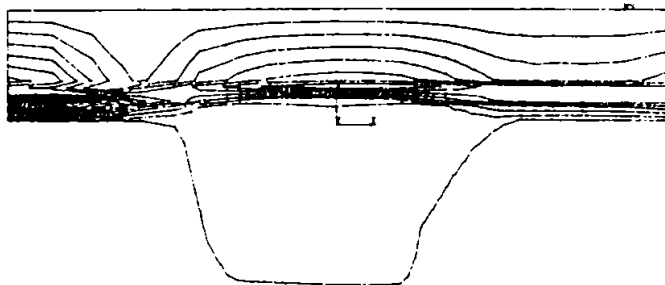
Fig. 4.33. Tensiunea σ_{vy} pentru variantele modificate ale profilului L.



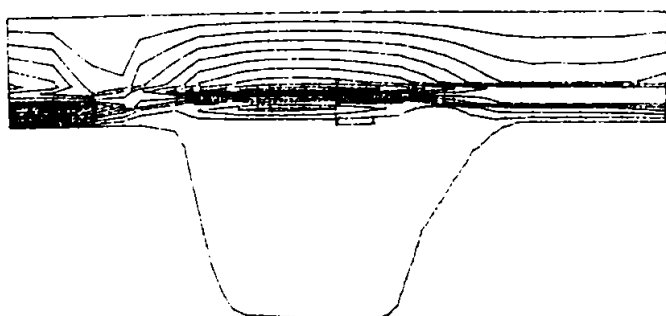
a). Profilul L - varianta 1



b). Profilul L - varianta 2

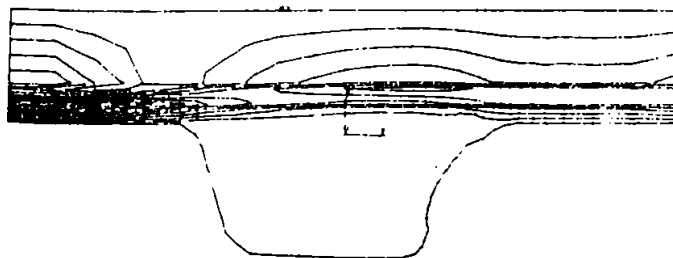


c). Profilul L - varianta 3

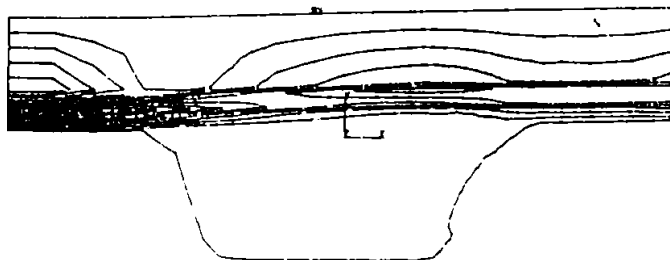


d). Profilul L - varianta 4

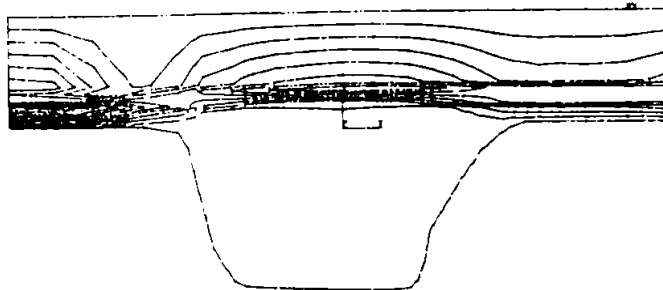
Fig. 4.34. Tensiunea σ_{ccIII} pentru variantele modificate ale profilului L.



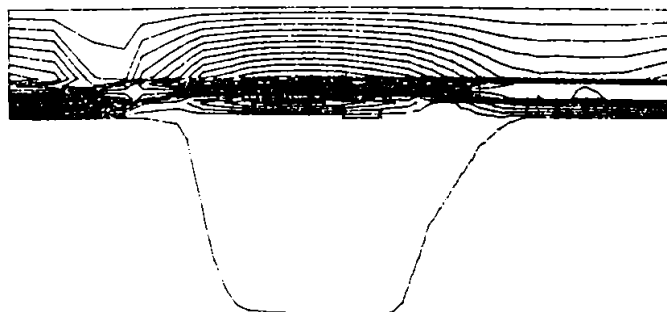
a). Profilul L - varianta 1



b). Profilul L - varianta 2



c). Profilul L - varianta 3



d). Profilul L - varianta 4

Fig. 4.35. Tensiunea σ_{ccv} pentru variantele modificate ale profilului L.

4.3.2. Concluzii.

Analiza comparativă a celor două tipuri de profil investigate relevă următoarele :

- ◆ Deformarea globală a structurii profilului L este net dezavantajoasă în zona flancului activ în raport cu profilul HTD 8M (v. Fig. 4.25 a, b).
Observația anterioară este susținută și de imaginile deplasărilor după axa OX respectiv OY (v. Fig. 4.26 a, b și 4.27 a, b).
În plus tensiunile σ_{xy} (v. Fig. 4.30 ab b) evidențiază concentratorul puternic din zona de racordare a dintelui.
- ◆ Tensiunile echivalente σ_{ec} conform teoriilor de rupere III (v. Fig. 4.31 a, b) și V (v. Fig. 4.32 a, b), dovedesc o mai bună conlucrare între cordaj și banda suport (corpul curelei) și dinte în cazul profilului HTD 8M.
- ◆ Variantele de profil L modificat (v. Fig. 4.2 c, d, e, f; 4.28 a, b, c, d; 4.29 a, b, c, d; 4.33 a, b, c, d; 4.43 a, b, c, d; și 4.35 a, b, c, d) se comportă calitativ identic cu profilul L nominal. Se înregistrează însă ameliorări evidente mai ales prin consolidarea bazei - varianta 2 și mai puțin prin sporirea înălțimii dintelui.

În consecință se poate aprecia că profilul cu flancuri curbe poate asigura o creștere de 3... 3,5 ori a capacității de încărcare în raport cu profilul cu flancuri drepte.

Totodată volumul mărit al dintelui cu flancuri curbe permite înmagazinarea unei cantități sporite de energie de deformație, ceea ce asigură o comportare favorabilă la încărcările cu caracter de șoc.

4.4. Dozarea optimă a cordajului în structura neomogenă a curelei.

Puterea transmisibilă printr-o curea sincronă cu pasul p_b [mm] de lățime efectivă b_s [mm] și cu $z_e = \frac{z_1 \cdot \beta_1}{2 \cdot \pi}$ dinți ai curelei angrenați pe arcul de înfășurare β_1 al roții motoare ($z_1 \leq z_2$), este dată de relația (ISO 5295 - 1981 Courroies synchrones - Calcul de la puissance transmissible et de l'entraxe):

$$P = \left[k_z \cdot k_w \cdot F_a - \left(\frac{b_s}{b_{s0}} \right) m_1 \cdot v^2 \right] v \cdot 10^3 \quad [kW] \quad (4.52)$$

unde:

$k_z = 1 - 0,2 \cdot (6 - z_e) = 0,2 \cdot (z_e - 1)$ - este factorul de portanță raportată al dinților la forfecare / strivire (dacă $z_e \geq 6$, $k_z = 1$);

$k_w = \left(\frac{b_s}{b_{s0}} \right)^{1,14}$ [-] - reprezintă factorul de lățime (pentru lățimea de bază b_{s0} [mm]

dependentă de pasul curelei p_b [mm];

$m_1 = \rho_m \cdot A_m$ [kg / m] - este masa medie liniară a curelei sincrone;

$v = r_{w1} \cdot \omega \cdot 10^{-3}$ [m / s] - este viteza tangențială a curelei la raza primitivă $r_{w1} = \frac{p_b \cdot z_1}{2 \cdot \pi}$

Efortul maxim admis F_a [N] pentru o lățime de bază b_{s0} este limitat superior de :

- rezistența și rigiditatea la întindere a elementului de rezistență.
- rezistența la forfecare a bazei și strivirea flancurilor de dinte.

Primul grup de restricții este condiționat de calitatea și cantitatea elementului de rezistență [D8] :

$$F_a \leq A_c \cdot \sigma_{at} \cup F_a \leq \epsilon_a \cdot E_c \cdot A_c \quad [N] \quad (4.53)$$

unde: $A_c \equiv \frac{n \cdot \pi \cdot d_c^2}{4}$ [mm²] - reprezintă aria celor $n = \frac{b_{s0}}{t}$ toroane de cordaj, cu diametrul echivalent d_c [mm], încorporate în cureaua de lățime b_{s0} [mm] cu pasul de cablare t [mm]; $\epsilon_a = \left(\frac{\Delta p_b}{p_b} \right)_a$ - este alungirea relativă admisă în procesul de angrenare pe un pas p_b [mm]; σ_{at} și E_c [MPa] - sunt tensiunea admisă și modulul Young pentru calitatea de cordaj utilizat;

Condiția de echiporanță a curelei sincrone (cordaj - dantură)

$$F_a(\sigma_{at}) - m_1 \cdot v^2 = F_a^*(p_a^*) = F_a^*(\tau_{af}) \quad [N] \quad (4.54)$$

se realizează dacă $z_c \geq 6$ dinți în cazul cordajului din fibre de sticlă [D8].

Unde :

$$F_a^*(p_a^*) = z_c \cdot b_{s0} \cdot h_{tu} \cdot p_a^* \quad [N] \quad \text{și} \quad F_a^*(\tau_{af}) = z_c \cdot b_{s0} \cdot \tau_{fa} \quad [N]$$

sunt eforturile maxime ce pot fi preluate de o dantură cu înălțimea activă a flancurilor h_{tu} [mm] și grosimea la bază S [mm] limitate de strivire p_a^* [MPa] și forfecare τ_{fa} [MPa] (v. Fig. 4.36)

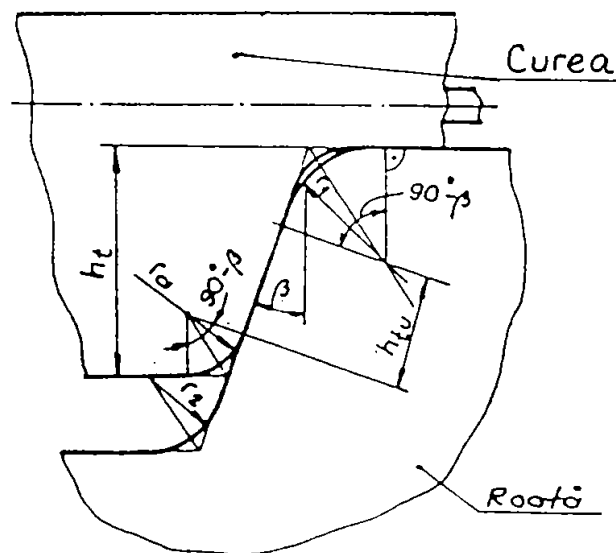


Fig. 4.36. Geometria zonei de contact dintre dintele curelei și al roții de curea.

Prin prelucrarea statistică a datelor experimentale pe care se bazează alegerea profilului de curea UNIROYAL, se constată că între efortul maxim admis pentru lăţimea unitară de curea $b = 1 \text{ mm}$ şi variabila independentă (b_s / p_b) există o legătură de forma:

$$F'_a / b_s = C_p (b_s / p_b)^{m_p} \quad [Nm] \cup F_a (b_s ; p_b ; \sigma_w) \quad [N] \quad (4.55)$$

Factorul de mărime C_p şi exponentul m_p sunt funcţii de pasul p_b (v. Tabelul 4.3 şi Fig. 4.37).

Dependenţa dată de relaţia (4.56) corespunde pentru curelele sincrone cu dantură trapezoidală şi pasul curelei în inci, confecţionate din neopren armat cu un cordaj din fibre de sticlă, protejată pe intra şi extradados printr-o ţesătură din nylon rezistentă la uzură.

Factorul de mărime C_p şi exponentul m_p . Tabelul 4.3

Mărime - simbol	XL	L	H	XH	XXH
Factor de mărime C_p [N/mm]	5,10	7,92	21,63	32,65	41,72
Exponent m_p [-]	0,223	0,162	0,142	0,119	0,120

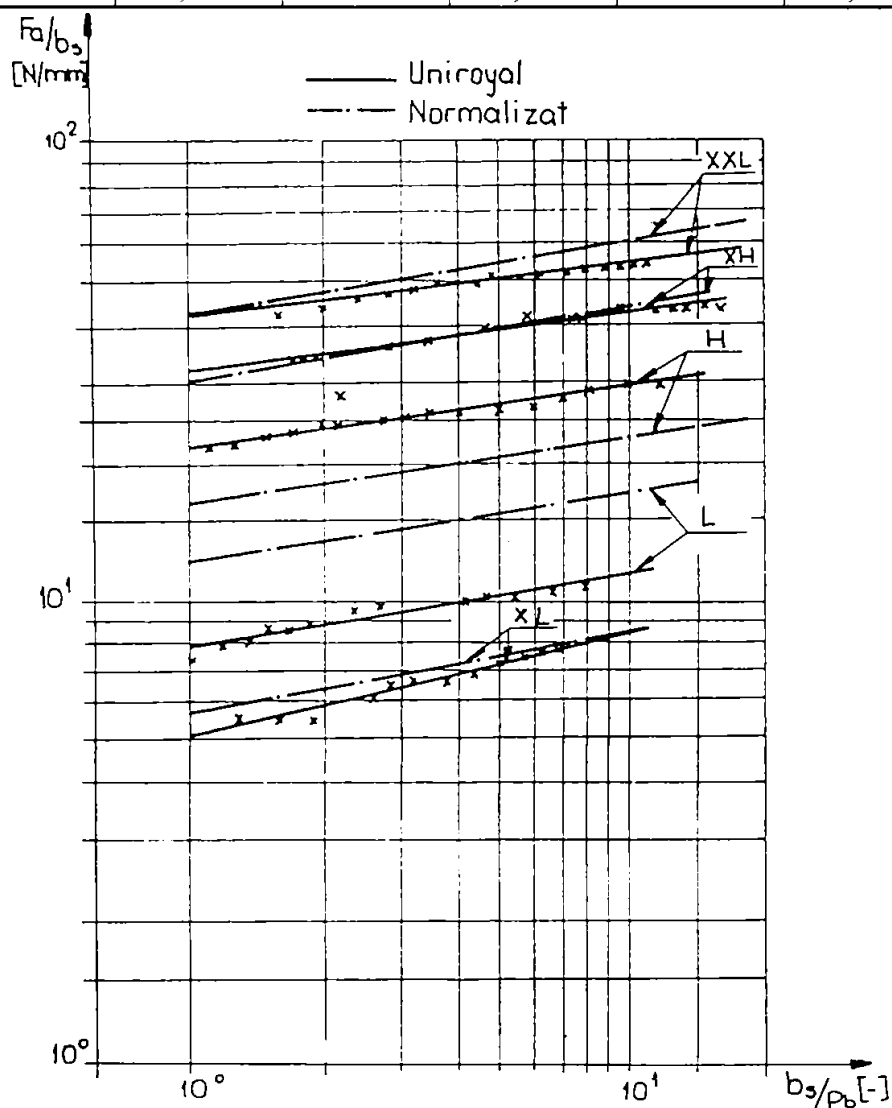


Fig. 4.37. Dependenţa F_a / b_s funcţie de b_s / p_b pentru profilele XL, L, H, XH, XXH.

Conform observațiilor anterioare, efortul maxim cu care poate fi încărcată cureaua sincronă, ar trebui normalizat printr-o dozare a cordajului, pe baza relației:

$$F'_a / b_s = (1,426 \cdot p_b - 1,378) \cdot (b_s / p_b)^{0,153} \quad [\text{N/mm}] \quad (4.56)$$

asigurându-se astfel utilizarea integrală a capacității de tracțiune disponibile (v. Fig. 4.37).

În acest caz presiunea efectivă de strivire dintre flancurile conjugate ale dinților curelei și roții va fi:

$$p'_{ef} = \frac{F'_a}{b_s \cdot h_m \cdot z_c} \quad [\text{MPa}] \quad \cup \quad z_c = 6 \text{ dinți} \quad (4.57)$$

unde:

$h_m = [h_t - (r_1 + r_a) \cdot (1 - \sin \beta)] \cdot (\cos \beta)^{-1} \quad [\text{mm}]$ - este lungimea efectivă (activă) de contact a unui flanc de dinte condiționată de razele de racordare r_{1a} [mm] (v. Fig. 4.36)
 b_s - reprezintă lățimea efectivă a curelei.

Comparând dependentele $F'_a / b_s = f(p_b, b_s)$ din Fig. 4.37 și relația (4.56) rezultă că profilul H este nerațional încărcat în raport cu dimensiunile sale, fapt confirmat și de presiunile efective de strivire determinate cu relația (4.57) $p' \in (5;7;8) \text{MPa}$ pentru profilul H comparativ cu $p' \in (1;1,8) \text{MPa}$ pentru profilele XL, L, XH și XXH.

Cap. 5. MODELUL MECANIC PENTRU CALCULUL TRANSMISIEI PRIN CURELE SINCRONE. (propunere)

5.1. Limitele algoritmilor consacrați pentru calculul transmisiei prin curele sincrone.

5.1.1. Considerații generale.

Calculul transmisiilor prin curele sincrone, ca și în cazul celorlalte transmisii cu element flexibil de tip curea (lată, trapezoidală), urmărește :

- alegerea / selectarea curelei sincrone (tip, pas, lățime, lungime primitivă) capabilă să asigure transferul energetic;
- calculul corelativ al elementelor geometrice și cinematice, conform configurației alese pentru transmisie;
- calculul intensității forței de pretensionare a curelei sincrone și determinarea forțelor radiale care încarcă arborii transmisiei.

Analiza metodelor de calcul pentru transmisiile prin curele sincrone prezentate în [G5], [K26], [K27], VDI 2758²⁷⁾, ISO 5295²⁸⁾ și a recomandărilor firmelor producătoare CONTINENTAL, UNIROYAL POWER - GRIP, PIRELLI, MULCO, pune în evidență că deosebirile constau în principal în :

- modul de alegere preliminară a mărimii pasului curelei;
- determinarea mărimii factorului global de corecție prin care se introduc particularitățile funcționale și constructive ale transmisiei;
- evaluarea capacității portante a curelei;
- precizarea intensității forței de pretensionare necesare.

5.1.2. Alegerea preliminară a mărimii pasului.

Preliminarea mărimii pasului curelei sincrone, la majoritatea metodelor de calcul ([D5], [G3], [G5], VDI 2758 și recomandările firmelor producătoare CONTINENTAL, UNIROYAL POWER - GRIP respectiv PIRELLI) se face din nomograme funcție de puterea de calcul și turația la roata motoare a transmisiei. Puterea de calcul convențională (P_{calc}) se determină , prin corectarea puterii nominale care trebuie transferată (P_1) :

$$P_{calc} = k_F \cdot P_1 \quad [kW] \quad (5.1)$$

unde : k_F [-] - factorul global de corecție ce ține cont de particularitățile funcționale și constructive ale transmisiei.

1)VDI 2758 - 1991. Riemengetriebe. Entwurf.

2)ISO 5295 - 1981. Courroies synchrones. Calcul de la puissance transmissible et de l'entraxe.

Metodele de calcul propuse de Krause, Nagel, Schneck, Metzner [K26], [K27] respectiv recomandările firmei MULCO atribuie pasul curelei în funcție de tipul de consumator acționat, puterea nominală transferată (P_1) și turația la roata motoare (n_1). La această alternativă includerea particularităților funcționale și constructive se face într-o etapă ulterioară când se determină forța tangențială admisibilă pentru cureaua aleasă. Varianta nu este recomandabilă întrucât ar putea rezulta lățimi mari de curea dacă inițial pasul atribuit este prea mic.

5.1.3. Factorul global de corecție.

Factorul global de corecție este tratat diferențiat în literatura de specialitate [G5], [K26], [k27], VDI 2758 în privința tipurilor de particularități funcționale și constructive ce trebuie cuantificate, a mărimii factorilor parțiali, respectiv a legii de compoziție pentru calculul său.

Metoda propusă de Krause [K26] corectează forța tangențială admisibilă cu un factor de siguranță $S_D = 1 \dots 2,5$, dependent de intensitatea și caracterul sarcinii transferate și durata de funcționare. Limita inferioară $S_D = 1$ (adică fără siguranță suplimentară) se admite în cazul unor transmisii cinematice sau cu funcționare ocazională și sarcină uniformă, iar limita superioară $S_D = 2,5$ în cazul unor sarcini dinamice care acționează continuu. Ca urmare a faptului că forța tangențială admisibilă pentru cureaua sincronă se diminuează, pe măsură ce crește intensitatea uzurii la creșterea turației, se introduce factorul de diminuare K . Acest factor are valoarea $K = 1$ pentru funcționarea la turații până la $n = 100$ rot/min și scade până la valoarea $K = 0,325$ la turația maximă admisibilă pentru curelele sincrone $n_{\max} = 20000$ rot/min. Corecția globală la nivelul forței tangențiale admisibile fiind dată de raportul K / S_D . Dacă transmisia are caracter amplificator ($i < 1$) se recomandă creșterea cu 0,5 a factorului de siguranță S_D , indiferent de mărimea amplificată.

Limitele acestei metode sunt:

- Atribuirea unei valori pentru S_D [K26] într-un interval destul de larg se face prin aprecierea arbitrară a influenței particularităților funcționale și a duratei de funcționare. De asemenea aceeași metodă neglijează particularitățile constructive introduse de sistemul de tensionare (cu sau fără rolă), respectiv caracterul reversibil sau nu al transmisiei.
- Atribuirea unui supliment de 0,5 la valoarea lui S_D (estimat deja) în cazul transmisiilor cu caracter amplificator indiferent de valoarea raportului de transmitere, conduce la supraevaluarea acestuia cuprinsă între 20% (pentru $i \leq 0,28$) și 80% (pentru $0,6 < i \leq 0,8$) în raport cu valorile recomandate pe intervale ale rapoartelor de transmitere (conform cataloagelor de firmă CONTINENTAL, UNIROYAL, PIRELLI). La nivelul factorului de siguranță S_D atribuirea corecției suplimentare în acest mod, introduce o supraevaluare a sa cuprinsă între 17% și 33% și în final conduce la o creștere a lățimii curelei, a gabariturii axial al transmisiei și creșterea nivelului de zgomot.

În [K27] Krause, Nagel și Schneck utilizează pentru calculul forței tangențiale admisibile un factor de corecție al condițiilor de funcționare K , care poate fi determinat prin relația (5.2) :

$$K = \frac{K \cdot K_{21}}{K_3 + K_4 + K_5} \quad [-] \quad (5.2)$$

unde : $K_1 = \frac{2}{\ln n}$ - factor de corecție parțial care introduce influența turației de la roata mo-
toare n [rot/min] (începând de la turația minimă $n = 10$ rot/min);

K_2 - factorul duratei de funcționare în ore /an;

K_3 - factorul domeniului de utilizare;

K_4 - factorul raportului de transmitere, specific numai transmisiilor cu caracter am-
plificator ($i < 1$);

K_5 - factorul constructiv, introduce influența flexionării inverse determinată de
existența sistemului de tensionare cu rolă aplicată pe extradosul curelei sau a
unor role de deviere (numai în aceste situații $K_5 = +0,2$)
constructivă $K_5 = 0$.

La această metodă apar următoarele probleme:

- Pentru factorul parțial K_1 [K27] limitarea inferioară a turației, de la care începe corecția, este $n = 10$ rot/min față de factorul cu aceeași semnificație din [K26]. Comparând valorile acestui factor la aceeași valoare a turației se constată o diminuare cuprinsă între 37,8% ($n = 20.000$ rot/min) și 56% ($n = 100$ rot/min) față de [K26]. Ca urmare lățimea de curea estimată este mai mare deci și gabaritul axial al transmisiei este sporit și nivelul de zgomot crește.
- Factorul K_3 ține cont numai de particularitățile funcționale introduse de consumator, dar de cele ale mașinii motoare nu.
- Factorul K_4 are valoarea maximă mai mică cu 40% față de cel recomandat conform [K26].

În propunerea pentru VDI 2758 este introdus un factor global /aditiv (ca structură) de corecție C_B care amplifică puterea P_1 și se calculează prin relația:

$$C_B = 1 + C_{T,p} (0,075 \cdot C_{ab} + 0,1 \cdot C_{an} + 0,1 \cdot C_t) \quad [-] \quad (5.3)$$

Relația (5.3) este structurată astfel încât să fie valabilă și pentru transmisiile prin curele late și trapezoidale, particularizarea pentru fiecare tip de curea fiind făcută prin factorul de tip $C_{T,p}$.

Particularitățile funcționale a căror influență este cuantificată sunt :

- tipul consumatorului, prin factorul parțial C_{ab} ;
- tipul mașinii de antrenare, prin factorul parțial C_{an} ;
- durata de funcționare zilnică, prin factorul parțial C_t .

În cazul funcționării în medii umede sau cu praf este necesară amplificarea lui C_B cu valoarea 0,1.

- Relația (5.3) propusă pentru calculul factorului global de corecție C_B este adecvată la realizarea unui sistem expert pentru proiectarea transmisiilor cu element flexibil de tip curea, dar nu face diferențierea între transmisiile cu caracter reducător și cele cu caracter amplificator și nu include influența particularităților constructive ale transmisiilor, care pot influența negativ durabilitatea la oboseală a curelelor.

Analizând variantele prezentate anterior și comparând valorile factorilor de corecție și tipurile de corecție introduse ce cele recomandate în cataloagele de firmă menționate anterior pe lângă problemele menționate, se poate afirma că nici una din variante nu ține cont de toate particularitățile funcționale și constructive.

Ca urmare a problemelor sesizate se propune pentru factorul global de corecție al puterii (K_F) calcularea pe baza relației (5.4)

$$k_F = k_A + k_i + k_{HN} \quad [-] \quad (5.4)$$

unde : k_A [-] - factorul de regim, dependent de particularitățile consumatorului și a mașinii de acționare. Valorile recomandate pentru acesta fiind în conformitate cu prescripțiile firmelor producătoare de curele;

k_i [-] - factorul de accelerare (numai în cazul transmisiilor amplificatoare);

k_{HN} [-] - factorul de oboseală.

Factorul de oboseală (k_{HN}) (v. rel. 5.5) rezultă ca sumă a cel mult trei factori parțiali, primul (k_1) determinat de numărul de ore de funcționare zilnică, al doilea (k_2) dependent de existența sau nu a sistemului de tensionare cu rolă (care introduce flexionări suplimentare ale curelei), respectiv al treilea (k_3) determinat de caracterul reversibil sau nu al transmisiei.

$$k_{HN} = k_1 + k_2 + k_3 \quad [-] \quad (5.5)$$

Comparând factorul global de corecție (k_F) cu cel definit în VDI 2758 (C_B) se constată că :

- Pentru același consumator și mașină de acționare se constată că valorile obținute conform propunerii avansate pentru factorul (k_A) permite echivalare conform relației (5.6) cu o parte din C_B .

$$k_A \cong 1 + C_{T,p} (0,075 C_{ab} + 0,1 C_{an}) \quad (5.6)$$

Pentru transmisii funcționând în medii cu umezeală sau praf VDI 2758 recomandă amplificarea globală cu 0,1 a termenului din dreapta al relației (5.6). Pentru k_A această suplimentare nu mai este necesară, ea fiind deja introdusă prin modul de atribuire al valorii sale.

În Fig. 5.1. este prezentată variația factorului global de corecție k_F (curbele 1, 1', 3, 3', 4, 4'), C_B (curbele 2, 2') și S_D (curbele 5, 5') funcție de durata de funcționare zilnică, pentru curelele sincrone cu dantură trapezoidală și flanc plan (MXL, XL, L, H, XH, XXH) (v. Fig. 5.1.a), respectiv cu dantură semirotondă (HTD 3... HTD20) (v. Fig. 5.1.b).

În Fig. 5.1. curbele 1..... 5 reprezintă valorile minime ale factorilor de corecție globali, iar curbele 1'.....5' corespund valorilor maxime ale aceluiași factori. Pentru k_F curbele 1, 1' reprezintă cazul în care nu există sistem de tensionare cu rolă și transmisia nu are caracter reversibil, curbele 3, 3' când există sistem de tensionare cu rolă sau transmisia are caracter reversibil și curbele 4, 4' când transmisia are caracter amplificator.

Pentru ca valorile obținute pentru factorii parțiali de corecție din relația (5.3) să fie în concordanță cu k_F se propun modificările și compensările conform relației (5.7) :

$$C_B = 1 + C_{T,p} (0,075 \cdot C_{ab} + 0,1 \cdot C_{an} + 0,0625 \cdot C_i) + 0,1 \cdot C_i \quad (5.7)$$

unde : C_i - factorul de accelerare.

Relația (5.7) propusă pentru factorul global de corecție poate fi utilizată la proiectarea cu sistem expert a transmisiei prin curea sincronă.

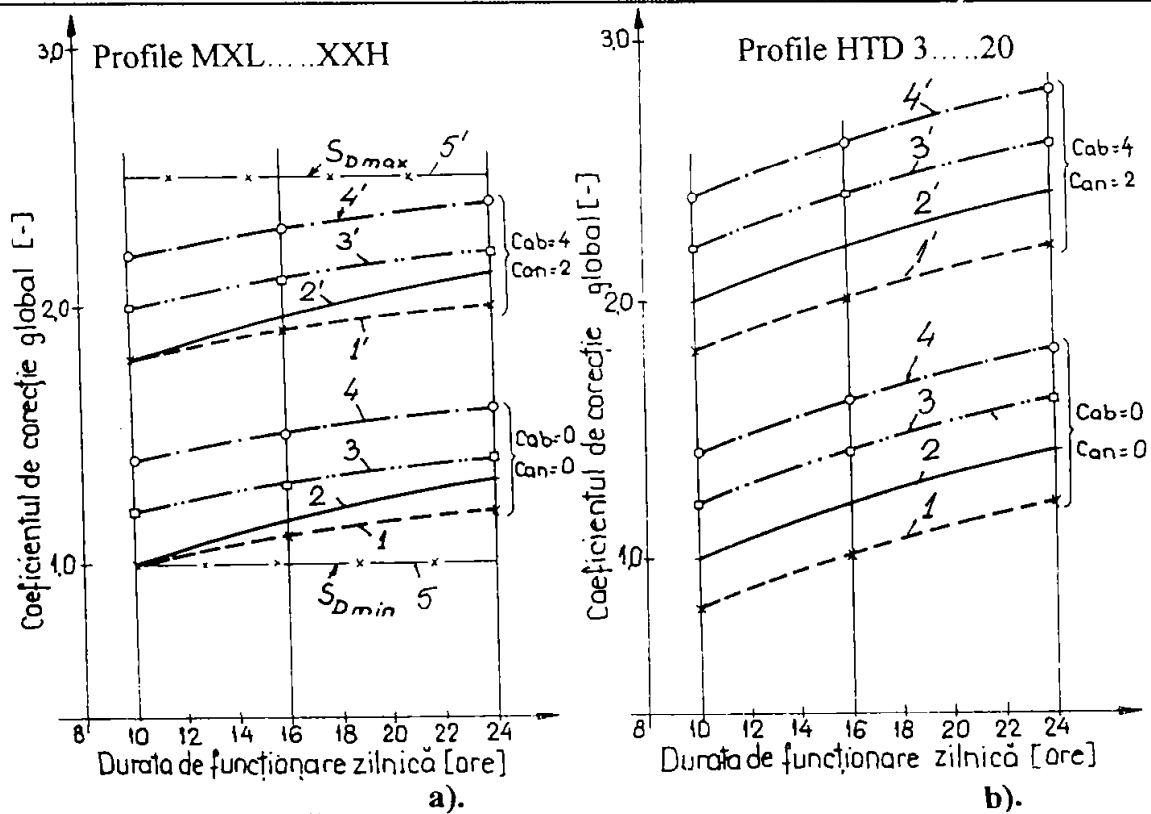


Fig. 5.1. Variația factorului global de corecție funcție de durata de funcționare zilnică.

5.1.4. Capacitatea portantă

Capacitatea portantă a curelelor sincrone este limitată superior de rezistențele admisibile la tracțiune a cordajului și a dintelui la forfecare respectiv oboseală (prin limitarea gradului de curbare minim). Combinațiile de factori care se iau în considerare pentru definirea capacității portante este diferită la metodele de calcul analizate și la § 5.1.3.

Krause [K26] remarcă că forța tangențială transmisibilă de o curea cu un anumit pas și lățime este conform datelor de firmă (pentru curelele din neopren cu cordaj din fibră de sticlă) dată ca valoare constantă, independentă de numărul de dinți (z_e) ai curelei sincrone aflați în angrenare cu roata de curea. De la $z_e \geq 6$ forța tangențială rămâne constantă, modificarea ei fiind dependentă numai de acțiunea forței centrifuge. Datorită înfășurării elicoidale a cordajului de rezistență și a faptului că lățimea tipizată (b_s) se obține prin debitare dintr-un manșon mai lat, capetele cordajului nu vor putea participa la transferul energetic. Conform [K26] porțiunea aceasta se extinde pe o lățime de $0,15 p_b$ la fiecare margine. De ce acest procent din pas nu rezultă, în realitate ar trebui corelat cu pasul de

dispunere al cordajului. Ținând cont de aceste aspecte și de factorii de corecție menționați anterior se poate calcula lățimea necesară pentru curea ($b_{s\ nec}$) prin relația (5.8) :

$$b_{s\ nec} \geq \frac{1000 \cdot P \cdot S_D}{F_t' \cdot v_b \cdot z_c \cdot K} + 0,3 p_b \quad [mm] \quad (5.8)$$

unde : P [kW] - puterea la roata motoare;

S_D - factorul de siguranță;

F_t' [N] - forța tangențială admisibilă pentru fiecare mm din lățimea curelei care participă la transferul energetic, pentru un dinte al curelei aflat în angrenare;

z_c [dinți] - numărul efectiv de dinți ai curelei aflați în angrenare cu roata de curea;

K [-] - factorul de diminuare dependent de turație;

p_b [mm] - pasul curelei sincrone;

v_b [m/s] - viteza tangențială a curelei la nivelul razei primitive.

Conform [K27] capacitatea de încărcare a unei transmisii prin curele sincrone este determinată de :

- rezistența la uzură a danturii curelei;
- rezistența la tracțiune a ramurilor;
- repartiția sarcinii;
- condițiile de funcționare.

Și în acest caz rămâne valabilă observația că pe o lățime de $0,15 p_b$ la fiecare margine curea nu transferă sarcină.

Lățimea curelei se calculează în acest caz pe baza relației:

$$b_{s\ nec} = \frac{F_t}{F_t' \cdot K \cdot z_c} + 0,3 p_b \quad [mm] \quad (5.9)$$

unde : F_t [N] - forța tangențială necesară a fi transferată;

F_t' [N] - capacitatea portantă a unui singur dinte /mm lățime;

K [-] - factorul de corecție al condițiilor de funcționare (v. relația 5.2)

z_c [dinți] - numărul efectiv de dinți ai curelei aflați în angrenare cu roata de curea.

VDI 2758 propune determinarea lățimii necesare de curea pe baza relației (5.10) :

$$b_{s\ nec} = b_{so} \left(\frac{F_t}{b_{so} \cdot k_z \cdot F_{ts}} \right)^{1,14} \quad [mm] \quad (5.10)$$

unde : b_{so} [mm] - lățimea de referință pentru pasul ales;

F_t [N] - forța tangențială transmisă;

k_z [-] - factorul numărului de dinți ai curelei aflați în angrenare cu roata de curea

$F_{ts} \left[\frac{N}{mm} \right]$ - forța tangențială specifică, obținută prin raportarea forței tangențiale admisibile (pentru lățimea de referință) la lățimea de referință.

Forța tangențială transmisă F_t se poate calcula cu relația (5.11) :

$$F_t = \frac{C_B \cdot P_1 \cdot 10^3}{v} \quad [N] \quad (5.11)$$

unde : C_B [-] - factorul global de corecție (conform relației 5.3);

P_1 [kW] - puterea nominală la roata motoare;

v [m/s] - viteza tangențială a curelei la nivelul razei primitive.

În continuare se alege lățimea tipizată (b_s) care să satisfacă condiția $b_s \geq b_{s\text{ nec}}$, urmată de compararea stării reale de încărcare din ramură cu încărcarea admisibilă utilizând relația:

$$F_t + b_s \cdot m_1 \cdot v^2 \leq b_s \cdot F_{ts} \quad [N] \quad (5.12)$$

unde : F_t și F_{ts} își păstrează semnificația specificată la relația (5.10) ;

b_s [mm] - lățimea tipizată (efectivă) a curelei sincrone ;

$m_1 \left[\frac{kg}{m} \right]$ - masa liniară specifică ;

$v \left[\frac{m}{s} \right]$ - viteza tangențială a curelei la nivelul razei primitive.

Conform normei ISO 5295 puterea transmisibilă de o curea (P_o) cu pasul p_b și lățimea de referință b_{so} se poate determina pe baza relației:

$$P_o = \frac{(F_a - m_1 \cdot v_1^2) \cdot v_1}{1000} \quad [kW] \quad (5.13)$$

unde : F_a [N] - efortul maxim admisibil la o curea de lățime b_{so} ;

$m_1 \left[\frac{kg}{m} \right]$ - masa liniară a curelei ;

$v_1 = \frac{\omega_1 \cdot p_b \cdot z_1 \cdot 10^{-3}}{2\pi} \quad [m/s]$ - viteza tangențială a curelei la nivelul razei primitive

iar puterea transmisibilă de o curea de lățime b_s pentru același pas de bază p_b cu ajutorul relației (5.14) :

$$P = \left(k_z \cdot k_w \cdot F_a - \frac{b_s \cdot m_1 \cdot v_1^2}{b_{so}} \right) \cdot v_1 \cdot 10^{-3} \quad [kW] \quad (5.14)$$

unde : k_z [-] - factorul numărului de dinți ai curelei aflați în angrenare cu roata de curea

k_w [-] - factorul de lățime necesar;

F_a , b_s , b_{so} au semnificațiile date anterior (v.rel. 5.10 respectiv 5.13).

Formula aproximativă obținută prin simplificarea relației (5.14) este :

$$P = k_z \cdot k_w \cdot P_o \quad [kW] \quad (5.15)$$

Din relația (5.15) se poate calcula factorul de lățime necesar cu ajutorul relației:

$$k_w = \frac{P}{k_z \cdot P_o} \quad [-] \quad (5.16)$$

și apoi pe baza dependenței dintre k_w , b_s , b_{so} se poate calcula $b_{s\text{ nec}}$:

$$k_w = \left(\frac{b_s}{b_{so}} \right)^{1.14} \quad [-] \quad (5.17)$$

$$b_{s\text{ nec}} = b_{so} \cdot k_w^{\frac{1}{1.14}} \quad [mm] \quad (5.18)$$

Pomind de la relația (5.14) în care se introduce forța tangențială transmisă $F_t = \frac{P \cdot 10^3}{v}$ rezultă în final pentru calculul factorului de lățime k_w [G5] permite înlocuirea relației (5.16) :

$$k_w = \frac{k_F \cdot F_t}{k_c \cdot F_a - m \cdot v^2} \quad [-] \quad (5.19)$$

unde : k_F [-] - factorul global de corecție al sarcinii [G5], celelalte mărimi păstrând semnificațiile prezentate anterior.

Prelucrarea informațiilor de firmă CONTINENTAL, UNIROYAL, PIRELLI, referitoare la efortul admis în ramura motoare F_a (b_s) pentru lățimile tipizate pentru toată gama de pași la curele sincrone din neopren și cordajul de rezistență din fibră de sticlă, cu pasul în inci și dantură trapezoidală și flanc plan (MXL, XL, L, H, XH, XXH) a condus la concluzia că pentru dependența efectivă $F_a(b_s) / F_a(b_{s0}) = f(b_s / b_{s0})$ nu este valabilă relația (5.20) pe care se bazează VDI 2758, ISO 5295.

$$\frac{F_a \cdot (b_s)}{F_a \cdot (b_{s0})} = \left(\frac{b_s}{b_{s0}} \right)^{1.14} \quad (5.20)$$

Rapoartele din relația (5.20) pot fi notate astfel :

$$\frac{F_a \cdot (b_s)}{F_a \cdot (b_{s0})} = y_1; \quad \frac{b_s}{b_{s0}} = x_1 \quad (5.21)$$

Ponderând recomandările anterioare a fost determinată relația care să reprezinte dependența reală dintre x și y pentru fiecare pas de curea.

Din multitudinea de ecuații pentru care coeficientul de încredere era foarte aproape de unitate au fost alese două alternative :

$$y_1 = a \cdot x_1^b \quad (5.22)$$

$$y_1 = a_1 + b_1 \cdot x_1^{c_1} \quad (5.23)$$

În cazul relației (5.22) se constată că la șase mărimi de pas analizate coeficientul $a \in [0,99; 1,01]$, ca urmare se poate considera $a \cong 1,0$ pentru toate cazurile analizate, fără a introduce erori foarte mari. Exponentul $b \in [0,97; 1,28]$ față de 1,14, iar coeficientul de încredere este $r^2 \geq 0,998$. Dacă se acceptă $a \cong 1,0$ atunci exponentul $b \in [0,96; 1,27]$ pentru a obține valorile determinate cu aceeași precizie. Pentru profilele la care valoarea exponentului b diferă de 1,14 se supradimensionează lățimea curelei și se poate ajunge la erori până la +37,5% (la profilul MXL de ex.). Sporirea lățimii curelei conduce la mărirea gabariturii axiale, sporirea nivelului de zgomot în funcționare, a greutății componentelor montate pe arbori și a consumului de materiale, respectiv costului de fabricație.

Ecuația (5.23) se dovedește a fi cea mai apropiată de dependența reală dintre cei doi parametri x_1 și y_1 . Valorile coeficienților a_1 , b_1 a exponentului c_1 (din relația (5.23)) și a coeficientului de corelație r_1^2 pentru profilele MXL, XL, L, H, XH, XXH varianta matricea din neopren și cordaj din fibră de sticlă (N+S) (conform datelor de firmă CONTINENTAL, UNIROYAL, PIRELLI), respectiv matrice din poliuretan și cordaj din sârmă de oțel (P+O) (conform datelor de firmă MULCO), sunt indicate în tabelul 5.1.

În figurile 5.2, 5.3, 5.4, 5.5, 5.6, 5.7 este prezentată această dependență pentru profilele MXL, XL, L, H, XH, XXH cu structura neopren și fibră de sticlă, respectiv poliuretan și oțel. La această ecuație se constată că valorile coeficientului de încredere sunt $r^2 = 1$ pentru patru din cele șase variante de pas, iar pentru celelalte două $r^2 \geq 0,9995$.

Coefficientul $a_1 \in [-0,622; +0,303]$ (la două din profile valoarea este foarte mică și poate fi neglijată), iar $b_1 \in [+0,819; +1,622]$. Exponentul $c_1 \in [0,626; 1,606]$.

La metoda propusă de VDI 2758 verificarea nedepășirii forței utile admise de către încărcarea curelei determinată de forța tangențială transferată și forța masică este necesară întrucât la calculul lui b_{nec} nu s-a ținut cont de diminuarea forței tangențiale admisibile ca urmare a efortului masic.

Valorile coeficienților a_1 , b_1 , a exponentului c_1 și a coeficientului de corelație.

Tabelul 5.1.

Cod pas	Struct.	Firma	a_1	b_1	c_1	r_1^2	Graficul
MXL	N-S	Contitech	0,18057904	0,81942096	1,3222019	1,0	MXL2S PRN
	P-O	Mulco Breco - flex	0,035625712	0,98517249	1,1243666	0,9997751	MXL40 PRN
XL	N-S	Contitech	0,18731938	0,81268062	1,2709315	1,0	XL2SC PRN
		Isoran Pirelli	-0,58865301	1,588653	0,67202142	1,0	XL6SP PRN
		Uniroyal Power-Grip	0,3032996	0,6967001	1,6256329	1,0	XL8SU PRN
	P-O	Mulco Breco - flex	0,19874214	1,1987421	1,0	1,0	XL40B PRN
L	N-S	Contitech	-0,62256601	1,622566	0,62632585	1,0	L2SC PRN
		Isoran Pirelli	-0,11575162	1,1157516	1,0033862	1,0	L6SP PRN
		Uniroyal Power-Grip	-0,029678911	1,0296789	1,2244788	1,0	L8SU PRN
	P-O	Mulco Breco - flex	-0,1077881	1,1077881	1,0464096	1,0	L40B PRN
H	N-S	Contitech	-0,002466014	1,0131399	1,1286915	0,9998134	H2SC PRN
		Isoran Pirelli	-0,006906995	0,9911503	1,1258048	0,9995628	H8SP PRN
		Uniroyal Power-Grip	-0,001474904	0,99737195	1,1112851	0,9997924	H6SU PRN
	P-O	Mulco Breco - flex	-0,022868578	1,0280116	1,029749	0,9999639	H40B PRN
XH	N-S	Contitech	0,18017773	0,81982227	1,6063087	1,0	XH2SC PRN
		Isoran Pirelli	0,14766047	0,85233953	1,5152644	1,0	XH6SP PRN
		Uniroyal Power-Grip	0,07403359	0,92596641	1,2989792	1,0	XH8SU PRN
	P-O	Mulco Breco - flex	-0,046153848	1,0461538	1,0	1,0	XH40B PRN
XXH	N-S	Contitech	-0,021131536	1,0251072	1,1141312	0,9991414	XXH 2SC
		Isoran Pirelli	0,065266003	0,93652892	1,3014126	0,9997580	XXH 6SP
		Uniroyal Power-Grip	0,02510358	0,97549666	1,2154299	0,9999754	XXH 4SU

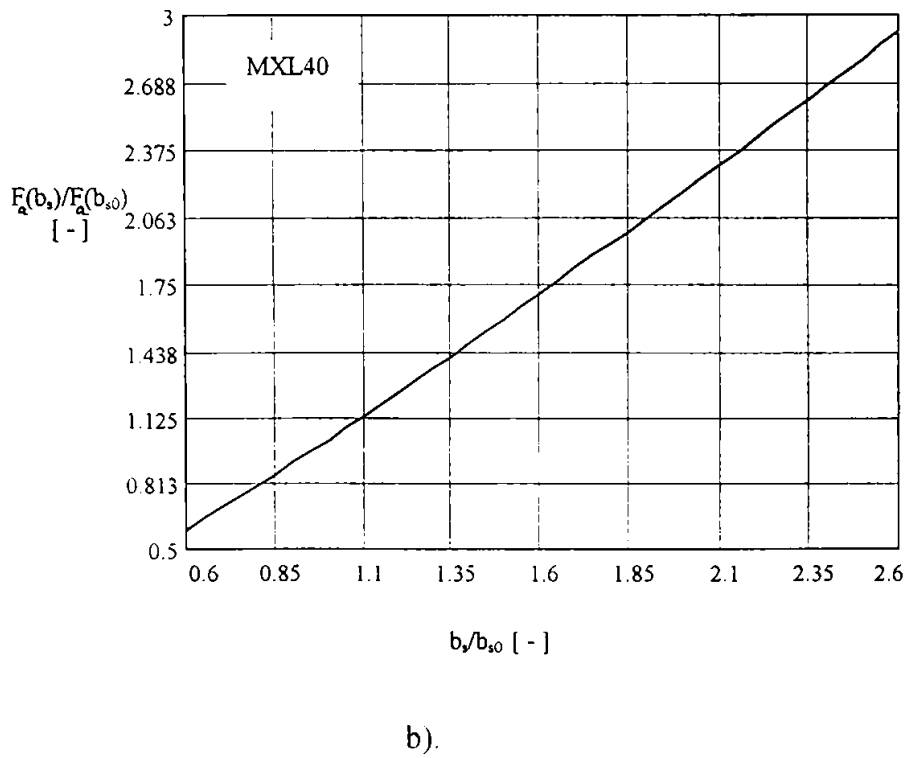
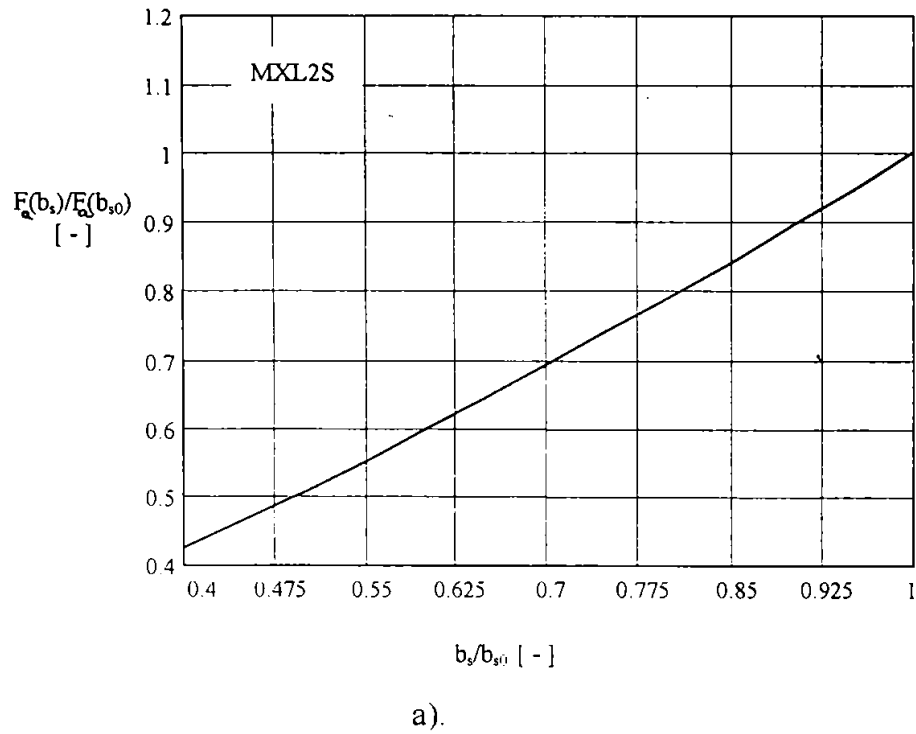
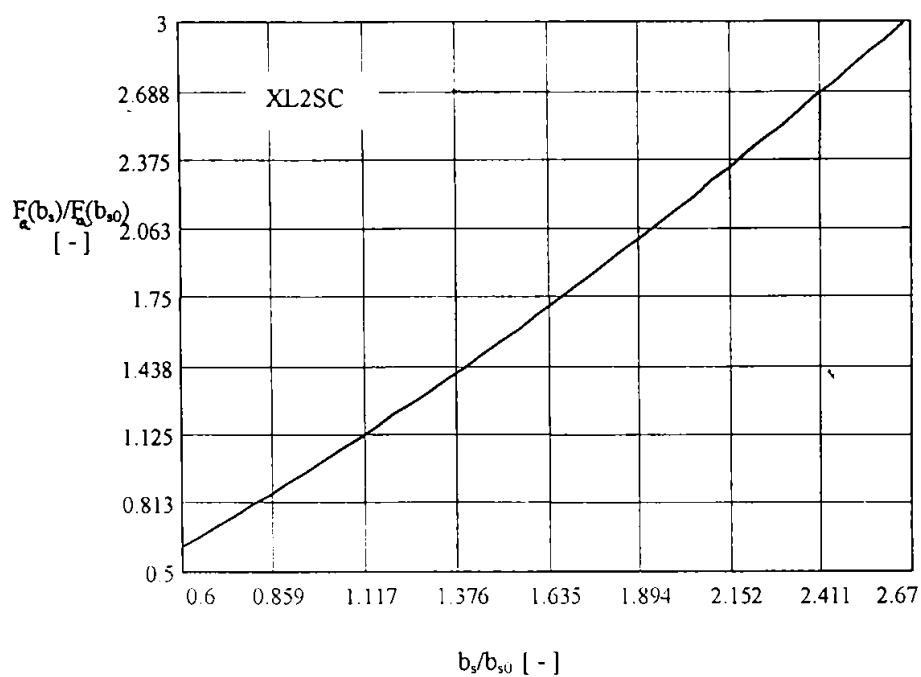
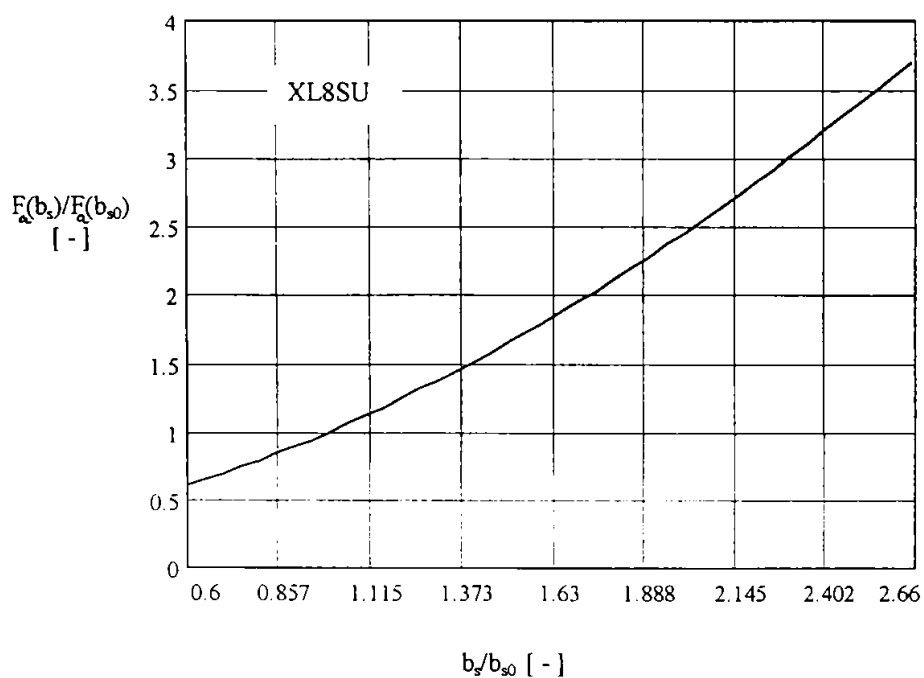


Fig. 5.2.
Dependența $F_a(b_s) / F_a(b_{s0})$ în funcție de b_s / b_{s0} pentru profilul MXL
a). pentru cordaj din fibră de sticlă; b). pentru cordaj din oțel.

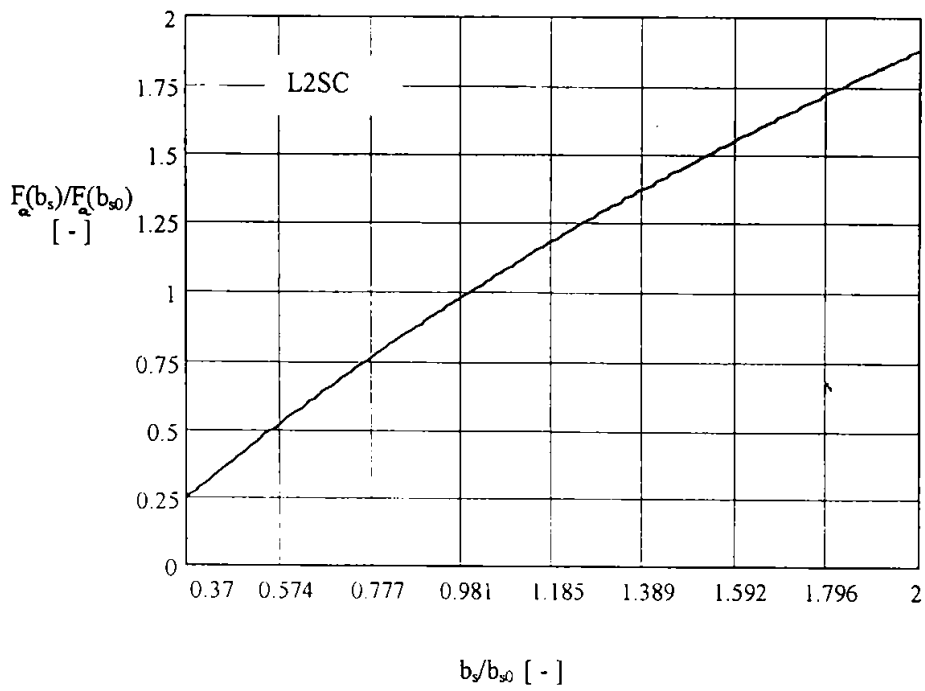


a).

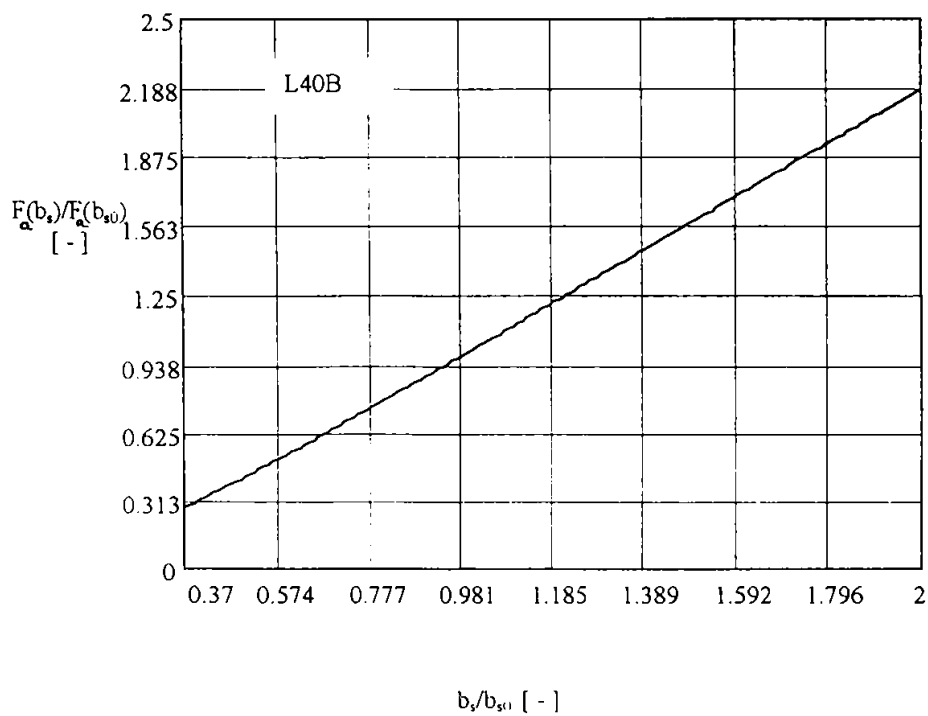


b).

Fig. 5.3.
Dependența $F_a(b_s) / F_a(b_{s0})$ în funcție de b_s / b_{s0} pentru profilul XL
a). pentru cordaj din fibră de sticlă; b). pentru cordaj din oțel.

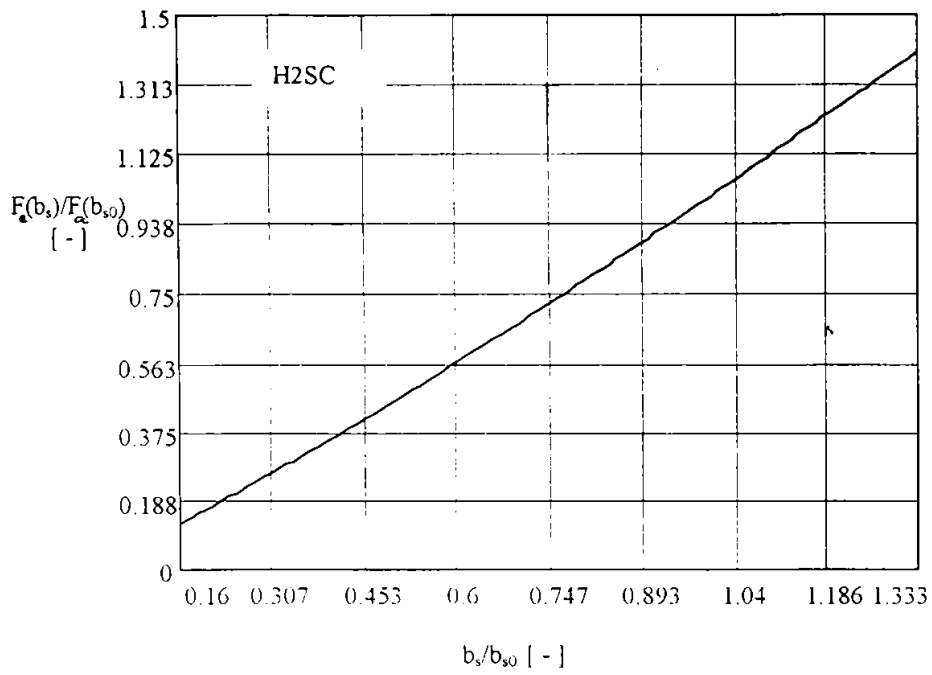


a).

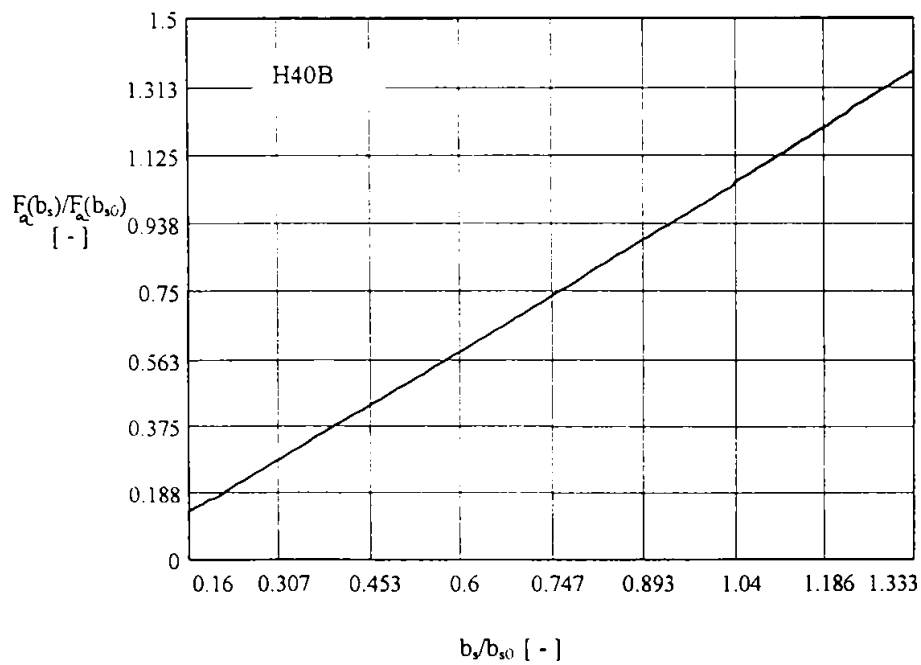


b).

Fig. 5.4.
Dependența $F_a(b_s) / F_a(b_{so})$ în funcție de b_s / b_{so} pentru profilul L
a). pentru cordaj din fibră de sticlă; b). pentru cordaj din oțel.

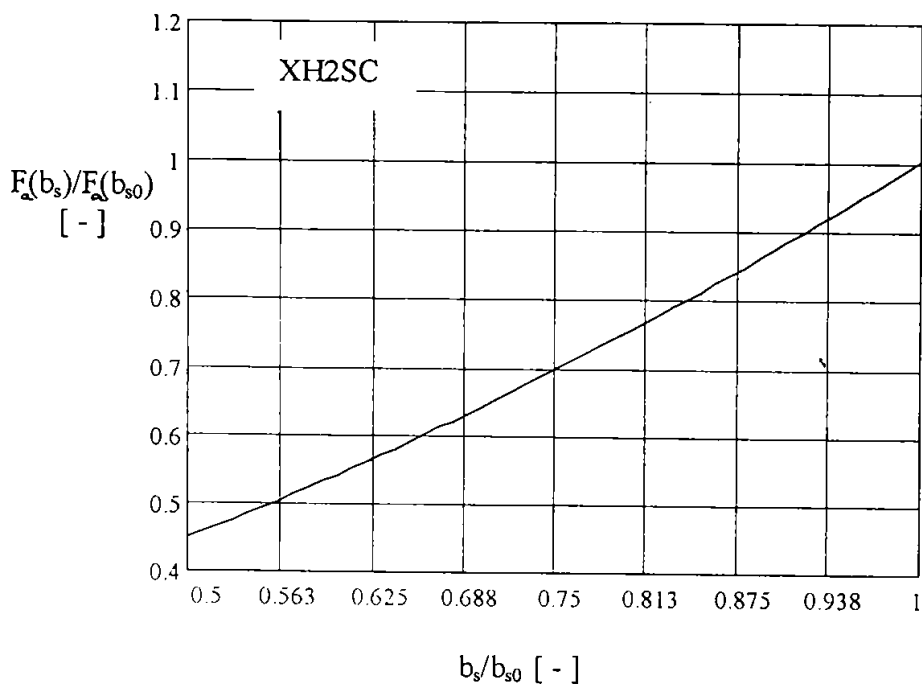


a).

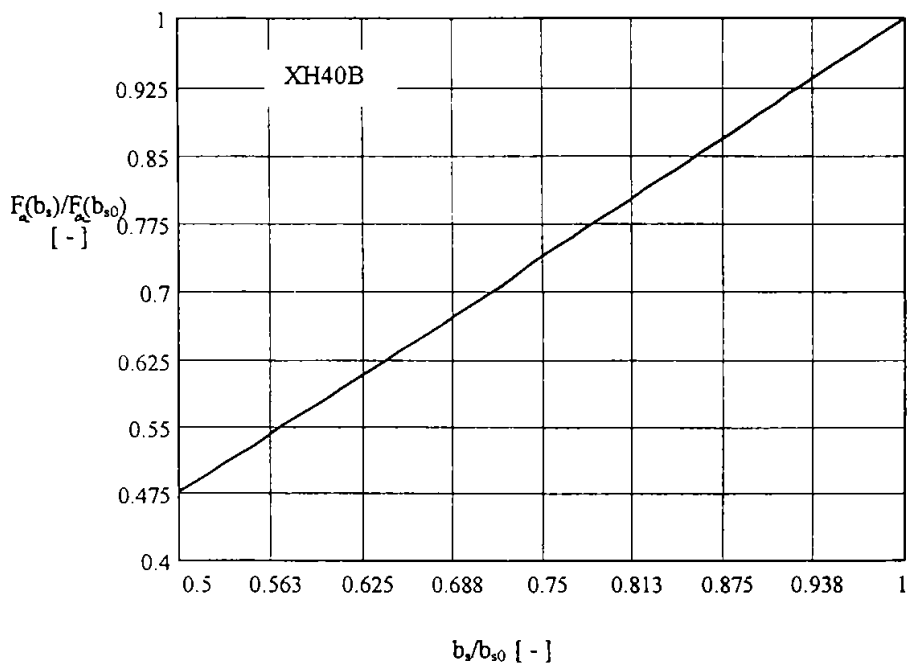


b).

Fig. 5.5.
 Dependența $F_a(b_s) / F_a(b_{s0})$ în funcție de b_s / b_{s0} pentru profilul H
 a). pentru cordaj din fibră de sticlă; b). pentru cordaj din oțel.

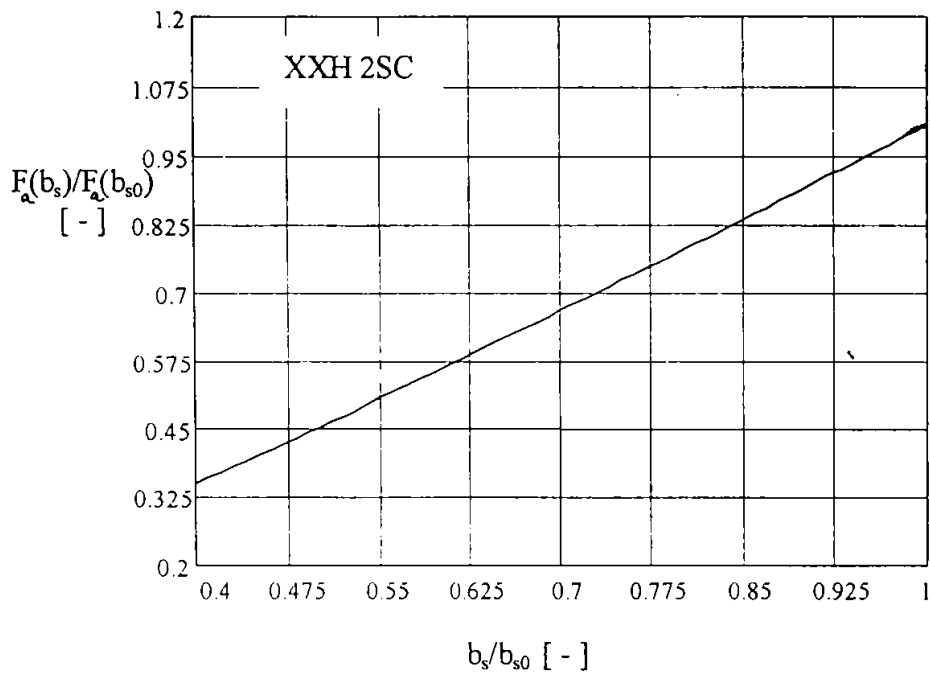


a).

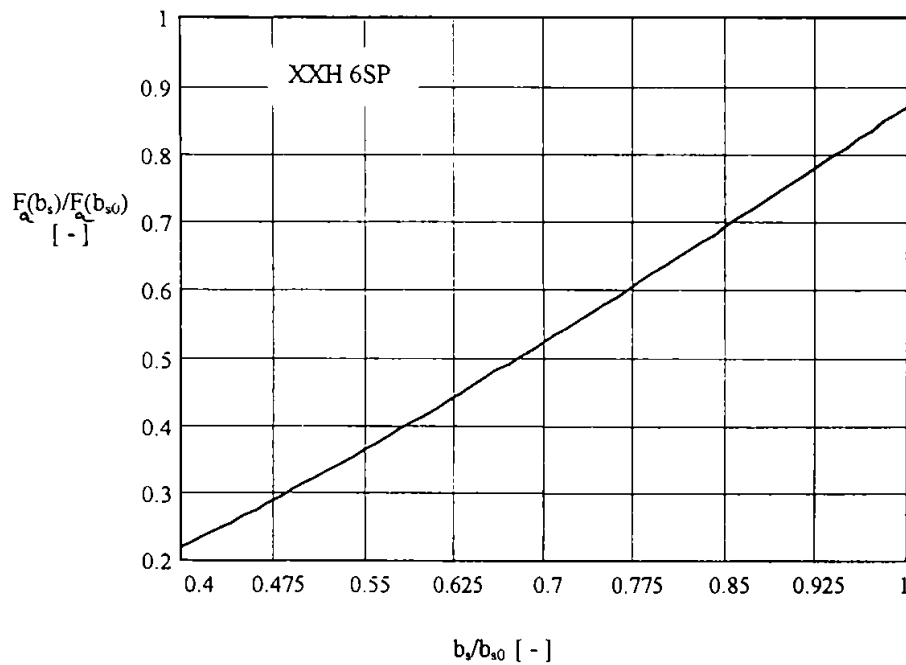


b).

Fig. 5.6.
Dependența $F_a(b_s) / F_a(b_{s0})$ în funcție de b_s / b_{s0} pentru profilul XH
a). pentru cordaj din fibră de sticlă; b). pentru cordaj din oțel.



a).



b).

Fig. 5.7.

Dependența $F_a(b_s) / F_a(b_{s0})$ în funcție de b_s / b_{s0} pentru profilul XXH
 a). pentru cordaj din fibră de sticlă; b). pentru cordaj din oțel.

Deteminarea efortului admisibil la tracțiune pe baza produsului ($b_s \cdot F_{ts}$), unde F_{ts} își păstrează semnificația din (5.10) și poate fi calculat pe baza relației (5.24) :

$$F_{ts} = \frac{F_a(b_{so})}{b_{so}} \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (5.24)$$

introduce următoarele erori :

- F_{ts} este considerat o mărime constantă și în realitate este variabilă;
- F_{ts} calculat pe baza relației (5.24) reprezintă cea mai mare lățime din șirul de lățimi tipizate pentru un anumit pas. Ca urmare cu cât lățimea reală b_s este mai mică decât b_{so} raportul $F_a(b_s) / b_s$ are tendința de scădere.

Ca urmare a acestor erori se supraevaluează efortul admisibil (chiar cu 33% în unele cazuri) și se ajunge la concluzia că profilul este corect dimensionat când în realitate nu este satisfăcută verificarea.

Pentru evitarea acestui neajuns în relația (5.12) produsul $b_s \cdot F_{ts}$ va fi înlocuit cu valoarea forței admisibile specifice lățimii alese ($F_a(b_s)$). Dacă se dorește automatizarea calculului se poate introduce în baza de date $F_a(b_s)$ pentru fiecare pas sau poate fi calculată această valoare în funcție de (b_s) pe baza unei ecuații de tipul :

$$y = a_3 + b_3 \cdot x \quad (5.25)$$

unde : $y \equiv F_a$ [N] și $x \equiv b_s$ [mm].

Coefficienții a_3 și b_3 pentru ecuația (5.25) obținuți prin prelucrarea datelor de bază din aceleași cataloage de firmă ca și în cazul relației (5.23) sunt indicați în tabelul 1.A3 din anexa 3.

5.1.5. Forța de pretensionare

Pretensionarea este hotărâtoare (vezi § 3.3.) pentru randamentul și în durabilitatea unei transmisii prin curele sincrone. Studiile efectuate de o serie de cercetători japonezi au pus în evidență următoarele aspecte :

- Efortul de pretensionare are o influență mare asupra erorii cinematice. Pentru a reduce eroarea de transmitere este necesar să se evite tensionarea în domeniul în care direcția de contact dintre flancul dintelui curelei și flancul dintelui roții de curea se modifică [K6]. Lucrările [K3], [K4] pun în evidență atât teoretic cât și experimental că există o valoare optimă a întinderii inițiale care minimizează eroarea de transmitere.
- Este confirmat că tendințele distribuirii sarcinii asupra capului dintelui curelelor sincrone și distribuția eforturilor în curea sunt complet diferite la diverse valori ale forței de pretensionare [K5].
- Există o valoare optimă a tensionării inițiale pentru care alunecarea relativă dintre curea și roata de curea este minimă [K7].

Aceste informații au fost obținute pentru solicitări statice și nu pun în evidență dependența dintre forța de pretensionare și forța periferică / tangențială care să asigure valorile optime pentru pretensionare. Efectuarea unor experimente în stare de funcționare a transmisiei a putut fi pus în evidență faptul că direcția alunecării curelei în raport cu roata în timpul pornirii variază în funcție de efortul inițial de întindere.

Krause [K26] menționează că forța de pretensionare are sarcina de a genera o întindere minimă în ramura condusă a transmisiei pentru a garanta transmiterea sarcinii și

ca dinții curelei din ramura condusă să angreneze corect cu dinții roții conduse. Pentru stabilirea forței de pretensionare optime care să țină cont și de rezistența la uzură a curelei este necesară :

- limitarea inferioară a forței de pretensionare legată de lungimea curelei și forța tangențială care garantează o angrenare a ramurii conduse a curelei cu roata condusă cu o frecare minimă ;
- limitarea superioară a forței de pretensionare determinată de rezistența la încovoire alternativă ;

Pentru evaluarea forței de pretensionare (F_v) Krause recomandă utilizarea relației (5.26 a) la curelele sincrone cu matrice din poliuretan și cordaj din sârmă de oțel, respectiv relației (5.26 a) la curelele sincrone cu matrice din neopren și cordaj din fibră de sticlă :

$$F_v = k \cdot \frac{z_b}{150} \cdot F_t \quad [N] \quad (5.26 a)$$

$$F_v = k \cdot \frac{z_b}{120} \cdot F_t \quad [N] \quad (5.26 b)$$

unde $k [-]$ - coeficient care introduce particularitățile determinate de caracterul amplificator sau reductor al transmisiei în corelație cu numărul de dinți ai curelei sincrone (vezi § 3.3.)

z_b [dinți] - numărul de dinți ai curelei sincrone.

F_t [N] - forța tangențială.

Pentru transmisiile cu caracter reducător ($i > 1$), $k = \frac{1}{i}$, iar pentru cele cu caracter amplificator $k = 1 \dots 1.5$ (vezi § 3.3.).

Dacă se iau în considerare recomandările pentru stabilirea aproximativă a forței optime de pretensionare se poate utiliza relația (5.27) :

$$F_v \approx k_v \cdot F_t \quad [N] \quad (5.27)$$

unde : $k_v [-]$ - coeficient de corelație dintre forța periferică și forța tangențială și are valori cuprinse între 0,5 și 2. (vezi § 3.3.)

Pentru evita "saltul" dinților curelei peste roata conducătoare la angrenarea ramurii libere a curelei cu aceasta, și ca urmare creșterea frecării și a uzurii este necesar să se asigure o pretensionare limită dependentă de :

- rigiditatea ramurii motoare (lungime, material, lățime), geometria danturii, încărcare, raport lungime ramură motoare / lungimea ramurii libere [K27].
- rigiditatea curelei, forța tangențială, lungimea curelei, precizia de transmitere, conform prescripțiilor firmei MULCO pentru curelele Synchroflex cu cordaj din sârmă de oțel.

Conform acestor surse este necesar să se respecte pentru determinarea forței de pretensionare recomandările din tabelul 5.2. la transmisiile utilizând curele sincrone din poliuretan cu cordaj din sârmă de oțel (PUR). În tabelul 5.2. a fost notat cu z_p numărul de dinți ai curelei

Pentru curelele din neopren cu cordaj din fibră de sticlă (CR) recomandările sunt mai sumare. În tabelul 5.3. sunt cuprinse recomandările pentru determinarea forței de pretensionare din ramură.

Valorile eforturilor de pretensionare menționate anterior trebuie să existe în ramura curelei în funcționare, ceea ce înseamnă că la instalarea acestei pretensionări în staționare valoarea trebuie corectată, ținând cont de efortul masic (v. rel. 5.28) [D5], [G3], VDI 2758 :

**Recomandările pentru determinarea forței de pretensionare F_t ,
pentru curelele sincrone PUR.**

Tabelul 5.2.

Configurația transmisiei	Forța de pretensionare din ramură		
	Profil după DIN 7721 (T)	Profil de mare putere AT	
Transmisie cu axe paralele cu doi arbori (lungimea ramurii motoare = lungimea ramurii conduse)	$z_p < 60$	$1/3 F_t$	$1/4 F_t$
	$60 \leq z_p < 150$	$1/2 F_t$	$1/4 F_t$
	$150 \leq z_p$	$2/3 F_t$	$2/5 F_t$
Transmisie cu mai multe axe (cu roți multiple)	lungimea ramurii încărcate \leq lungimea ramurii descărcate	$1,0 F_t$	$3/4 F_t$
	lungimea ramurii încărcate $>$ lungimea ramurii libere	$> F_t$	$> F_t$
Transmisii liniare		$1,0 F_t$	$3/4 F_t$

**Recomandări pentru determinarea forței de pretensionare F_t ,
pentru curele sincrone CR**

Tabelul 5.3.

Profilul curelei sincrone	Forța de pretensionare din ramură	Firma
ISO 5296	$1/4 F_t$	GATES ; UNIROYAL POWER - GRIP
Synchrobelt HTD	$1/2 F_t$	CONTINENTAL
ISORAN RPP	$1/2 F_t$	ISORAN PIRELLI

$$F_{ov} = F_t + m_l \cdot v^2 \quad [N] \quad (5.28)$$

- unde : F_{ov} [N] - forța de pretensionare în staționare;
 F_t [N] - forța de pretensionare în funcționare;
 m_l [kg] - masa liniară a curelei sincrone;
 v [m/s] - viteza periferică a curelei.

Forța de pretensionare mai are menirea de a echilibra pasul de fabricație al curelei sincrone cu pasul roții de curea în vederea asigurării condițiilor unei angrenări ideale cu toate consecințele care decurg de aici.

Pasul de fabricație ca și rigiditatea curelei variază de la o firmă producătoare la alta și ca urmare este necesar să se respecte recomandările firmelor producătoare referitoare la mărimea forței de pretensionare.

5.2. Modelul mecanic pentru calculul transmisiei prin curele sincrone.

Datorită numărului redus de parametri ce se cunosc inițial, calculul de dimensionare se dezvoltă prin iterații succesive, analog metodelor cunoscute în cazul transmisiilor prin element flexibil (curele late, trapezoidale și lanțuri).

La întocmirea modelului mecanic pentru calculul transmisiei prin curele sincrone au fost luate în considerare criteriile metodice și performanțele funcționale indicate în cataloagele firmelor producătoare CONTINENTAL, PIRELLI, UNIROYAL și concluziile reieșite din § 5.1. Atunci când performanțele produselor indigene vor fi determinate, metoda poate fi foarte ușor adaptată și pentru calculul acestora.

Metoda de calcul prezentată în continuare (întocmită inițial pentru un standard de întreprindere care constituia unul din obiectivele unui contract de cercetare [D18] și perfecționată ulterior) este valabilă pentru transmisiile cu arbori paraleli și ramuri deschise, care antrenează un consumator (v. Fig. 5.8 a, c, d), putând fi extinsă și la varianta pentru antrenarea mai multor consumatori (v. Fig. 5.8 b).

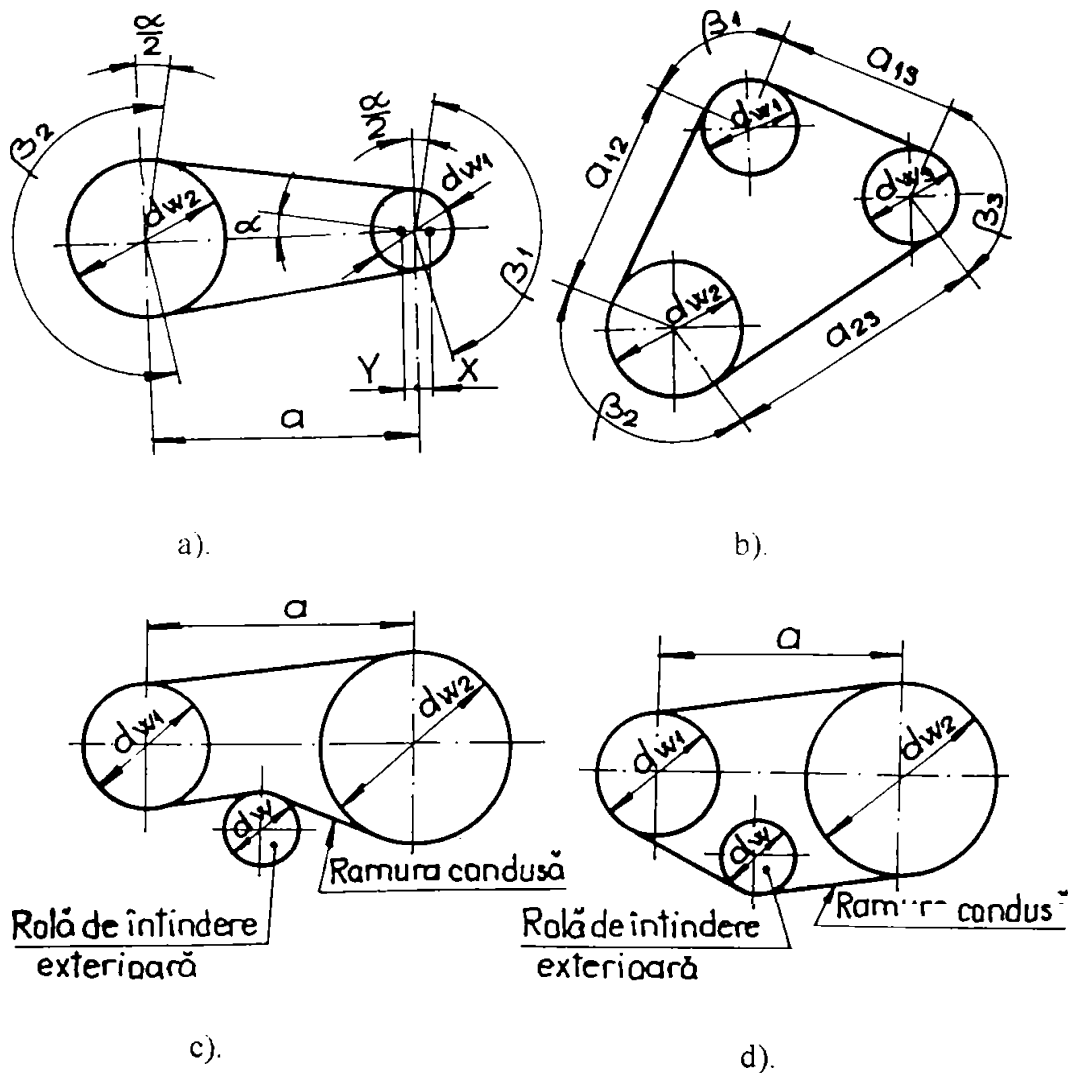


Fig. 5.8.
Variante constructive pentru transmisiile cu arbori paraleli și ramuri deschise.

Astfel având la bază datele (informațiile) inițiale, programul general (v. ordinograma din Fig. 5.9) a fost segmentat în subrutine după cum urmează: alegerea tipodimensiunii de curea (ALEG), calculul geometric și cinematic (GECIN), calculul de rezistență (REZ) și dimensionarea roților de curea (DIRO).

Notațiile utilizate în continuare în acest model de calcul sunt:

a_o [mm]	- distanța între axele roților estimată, preliminară;
a [mm]	- distanța între axele roților;
b_f, b_r [mm]	- lățimea coroanei roții cu rebord, respectiv fără rebord;
b_g [mm]	- lățimea capului de dinte al cremeliei de referință;
b_s [mm]	- lățimea curelei;
b_{so} [mm]	- lățimea de bază a curelei;
b_w [mm]	- lățimea de bază a golului dintre dinți;
$d_{a1,2}$ [mm]	- diametrul exterior al roții motoare, respectiv conduse;
$d_{r1,2}$ [mm]	- diametrul rebordului roții motoare, respectiv conduse;
d_w [mm]	- diametrul rolei de întindere;
$d_{w1,2}$ [mm]	- diametrul primitiv al roții conducătoare, respectiv conduse;
F_a [N]	- efortul util admis în ramura motoare;
F_m [N]	- efortul masic;
F_{or} [N]	- încărcarea radială a arborilor în repaus;
F_{ov} [N]	- efortul de pretensionare pe ramura în repaus;
F_r [N]	- încărcarea radială a arborilor în funcționare;
F_t [N]	- forța tangențială transmisă;
F_v [N]	- efortul de pretensionare pe ramura în funcționare;
H_l [h/24 h]	- durata zilnică de lucru;
h_c [mm]	- înălțimea dintelui cremeliei de referință;
h_d [mm]	- înălțimea totală a curelei sincrone pentru variantele cu dantură pe ambele părți;
h_g [mm]	- adâncimea golului dintre dinții roții;
h_r [mm]	- înălțimea rebordului roții;
h_s [mm]	- înălțimea totală a curelei;
h_t [mm]	- înălțimea dintelui;
i [-]	- raportul de transmitere;
k_A [-]	- factorul de regim;
k_i [-]	- factorul de accelerare;
k_{HN} [-]	- factorul de oboseală;
k_F [-]	- factorul global de corecție al puterii;
k_w [-]	- factorul de lățime necesar;
k_z [-]	- factorul de portanță raportată al curelei la întindere și al dinților la lorfecare - strivire;
L_p [mm]	- lungimea primitivă;
m_l [kg/m]	- masa liniară a curelei;
$T_{1,2}$ [Nm]	- cuplul la arborele motor, respectiv condus;
N_l [demaraje/24h]	- numărul de demaraje zilnic;
$n_{1,2}$ [rot/min]	- turația la arborele motor, respectiv condus;
p_b [mm]	- pasul curelei;

$P_{1,2}$ [kW]	- puterea la arborele motor, respectiv condus ;
P [kW]	- puterea de calcul (la arborele motor) ;
t [°C]	- temperatura mediului ambiant ;
r_a [mm]	- raza capului de dinte al curelei ;
r_b [mm]	- raza la baza dintelui roții de curea ;
r_r [mm]	- raza la baza dintelui curelei ;
r_t [mm]	- raza capului de dinte al roții de curea ;
$r_{1,2}$ [mm]	- raza capului (1) sau la baza dintelui (2) a cremalierii de referință ;
S [mm]	- lățimea dintelui curelei la raza primitivă ;
v [m/s]	- viteza tangențială a curelei la raza primitivă ;
z_a [-]	- numărul de pași corespunzători distanței între axe ;
$z_{1,2}$ [-]	- numărul de dinți ai roții conducătoare, respectiv conduse ;
z_c [-]	- numărul de dinți ai roții mici angrenați efectiv cu cureaua ;
z_p [-]	- numărul de dinți ai curelei ;
u [mm]	- distanța de la fibra neutră la baza dintelui ;
β [grd]	- unghiul flancului ;
β_t [grd]	- unghiul de înfășurare al curelei pe roata mică ;
θ_0 [grd]	- direcția încărcării radiale în raport cu linia centrelor în repaus ;
θ [grd]	- direcția încărcării radiale în raport cu linia centrelor în repaus ;
ϕ [grd]	- unghiul de înclinare al flancurilor dinților ;
δ [grd]	- unghiul de înclinare al flancului de dinte la cremaliera de referință ;
γ [grd]	- pasul unghiular al roții de curea ;
f_{pp} [mm]	- abaterea limită de pas individuală ;
F_{ppk} [mm]	- abaterea limită de pas cumulată pe 90° ;
$F_{\beta p}$ [mm]	- abaterea de la paralelism a direcției dinților.

Modelul de calcul propus este întocmit pentru o transmisie de referință în varianta constructivă cu arbori paraleli, ramuri deschise și un singur consumator antrenat (v. Fig. 5.10).

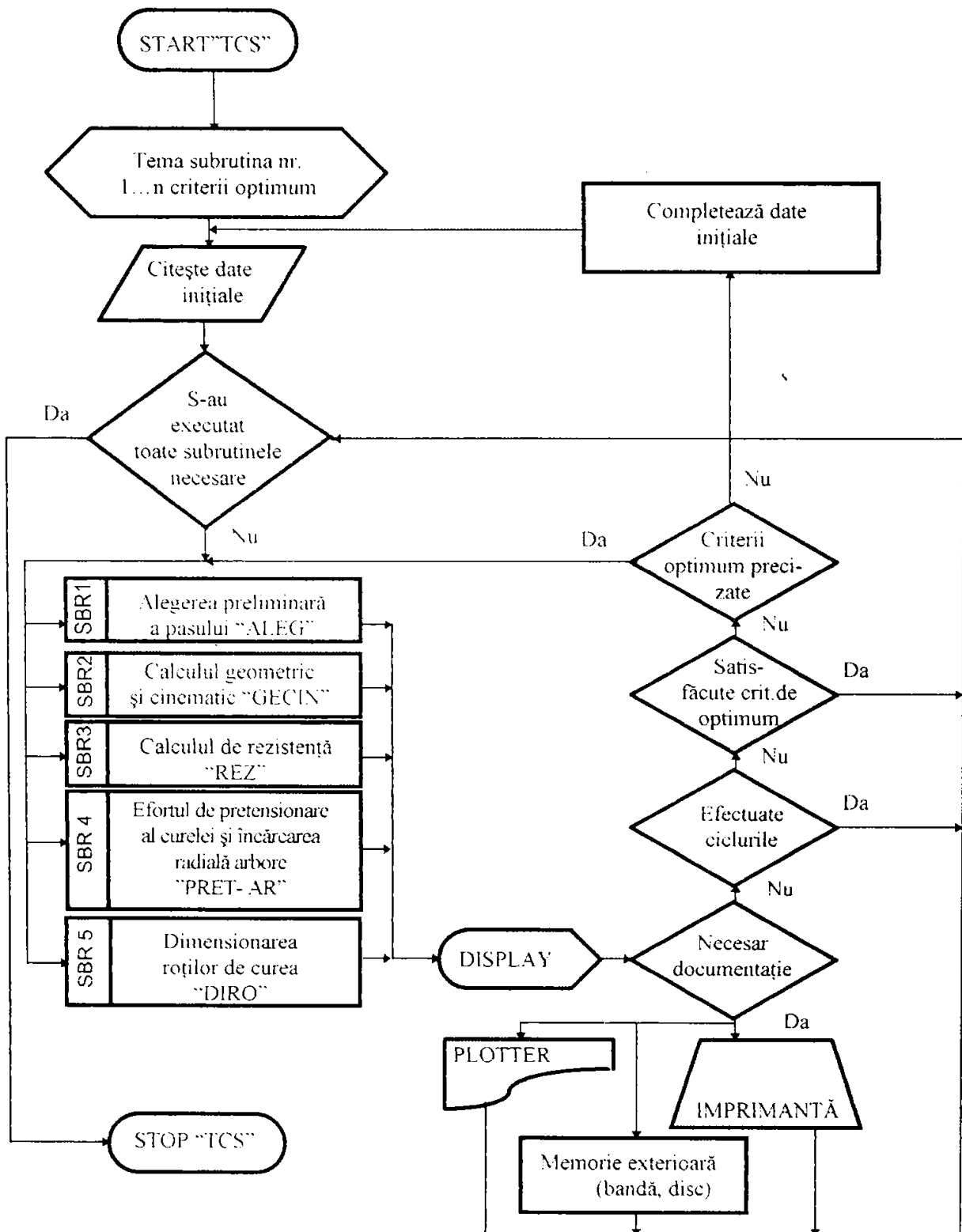


Fig. 5.9. Ordinograma pentru calculul transmisiiilor prin curele sincrone.

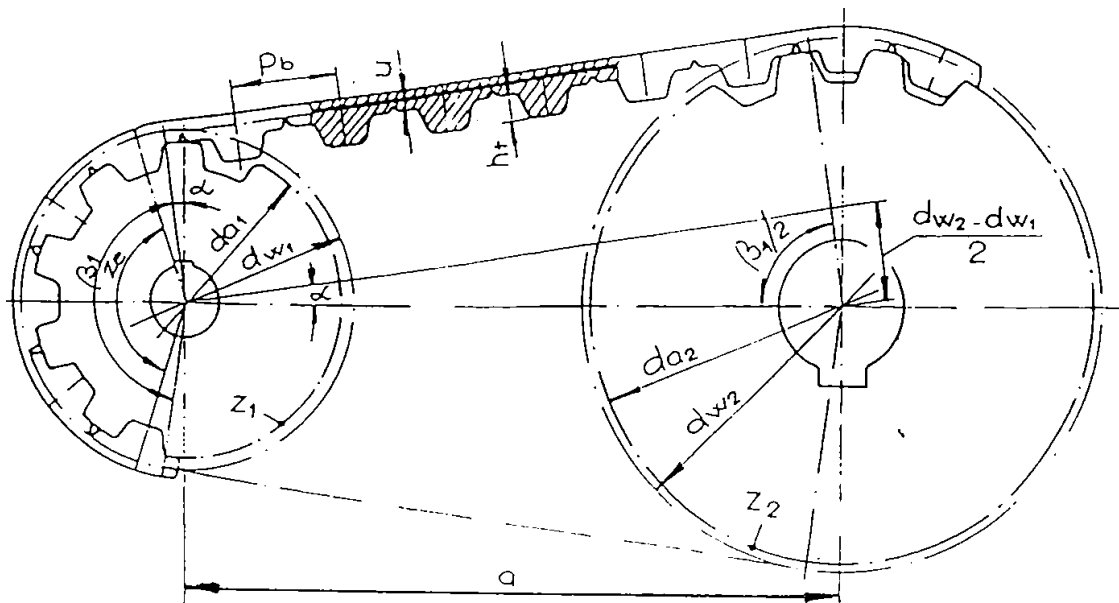


Fig. 5.10. Varianta constructivă și elementele care caracterizează geometria transmisiei de referință.

ALEG. Pentru faza de preliminară a pasului curelei sincrone se folosesc nomograme (recomandate de firmele producătoare de curele) construite pentru o “transmisie standard” capabilă să funcționeze pe tot domeniul de viteze permis, dacă la fiecare pas tipizat se folosesc lățimile preferențiale de curea. Selectarea tipodimensiunii de curea ține seama de particularitățile dinamice ale transmisiei, de domeniul optim de utilizare și particularitățile constructive. În general, la o pereche de valori de proiectare $\{k_F P_1, n_1\}$ se stabilește pasul

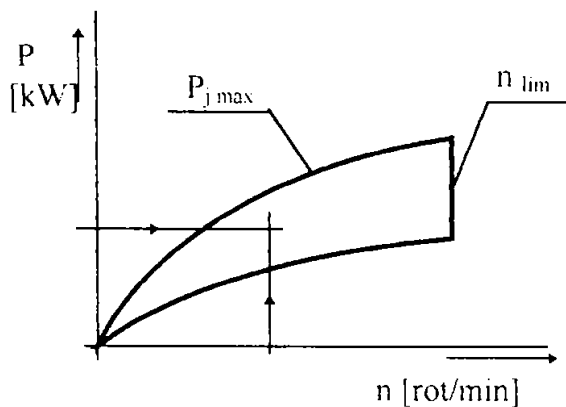


Fig. 5.11. Curbele limită pentru selectarea pasului curelei.

necesar prin includerea sa în domeniul determinat de curbe limită (v. Fig. 5.11). Ca la orice transmisie prin angrenare, evaluarea factorului global de corecție (k_F) (v. § 5.1.2 și rel. 5.4) este determinantă pentru fiabilitatea transmisiei.

Datele inițiale și succesiunea fazelor necesar a fi parcurse în această etapă, deciziile care trebuie luate la un moment dat și informațiile rezultate după parcurgerea acestei etape sunt prezentate în subrutina SBR 1 ALEG (vezi Figura 5.12).

GECIN. În continuare, funcție de cinematica transmisiei se stabilesc : $z_{1\min} = z_{1\min}(p_b, n_1)$ (v. Fig. 5.13), respectiv numerele de dinți efective ale celor două roți de curea $Z_{1,2}$.

Prin limitarea inferioară a numărului de dinți ai roții mici se introduce prima restricție impusă de solicitarea de flexionare repetată a curelei pe zonele de înfășurare de către aceasta a roților de curea, care afectează durabilitatea curelei. Pentru determinarea lui $z_{1\min}$ poate fi utilizată relația :

$$z_{1\min}(n_1, p_b) = m(p)v + n(p) \text{ pentru } n_1 = ct. \cup v = \frac{z_1}{60} \cdot n_1 \quad [Hz] \quad (5.29)$$

Aceste dependențe pentru curelele sincrone cu dantură trapezoidală și flanc plan (MXL, XL, L, H, XH, XXH) și structură neopren pentru matrice, respectiv fibră de sticlă pentru cordaj sunt prezentate în Fig. 5.13. În cazul în care transmisia prin curele sincrone este tensionată cu ajutorul unei role de tensionare montate pe extradadosul curelei, cureaua este solicitată suplimentar la flexionare inversă iar numărul minim de dinți la roata motoare $z_{1\min}$ este obținut funcție de $z_{1\min}$ de la transmisia fără rolă de tensionare pe baza relației (v. § 3.3) :

$$z_{1\min} = 1,5 \cdot z_{1\min}(p_b, n_1) \quad [\text{dinți}] \quad (5.30)$$

În absența altor restricții constructive, geometria transmisiei cu arbori paraleli și ramuri deschise se stabilește din condiția evitării intersecției cercurilor primitive ($d_{w1,2}$) :

$$a = z_a \cdot p_b \geq K_a (d_{w1} + d_{w2}) \quad [mm] \quad (5.31)$$

Dacă se ține cont de relația (5.32) pentru calculul diametrului primitiv al roților :

$$d_{w1,2} = \frac{p_b \cdot z_{1,2}}{\pi} \quad [mm] \quad (5.32)$$

se obține în final numărul convențional de pași corespunzător distanței dintre axe (z_a):

$$z_a = \frac{K_a}{\pi} (z_1 + z_2) \cup K_a \geq 0,6 \quad (5.33)$$

Din considerații geometrice elementare se deduce apoi lungimea necesară pentru cureaua sincronă L_p , numărul de dinți corespunzător acestei lungimi z_p .

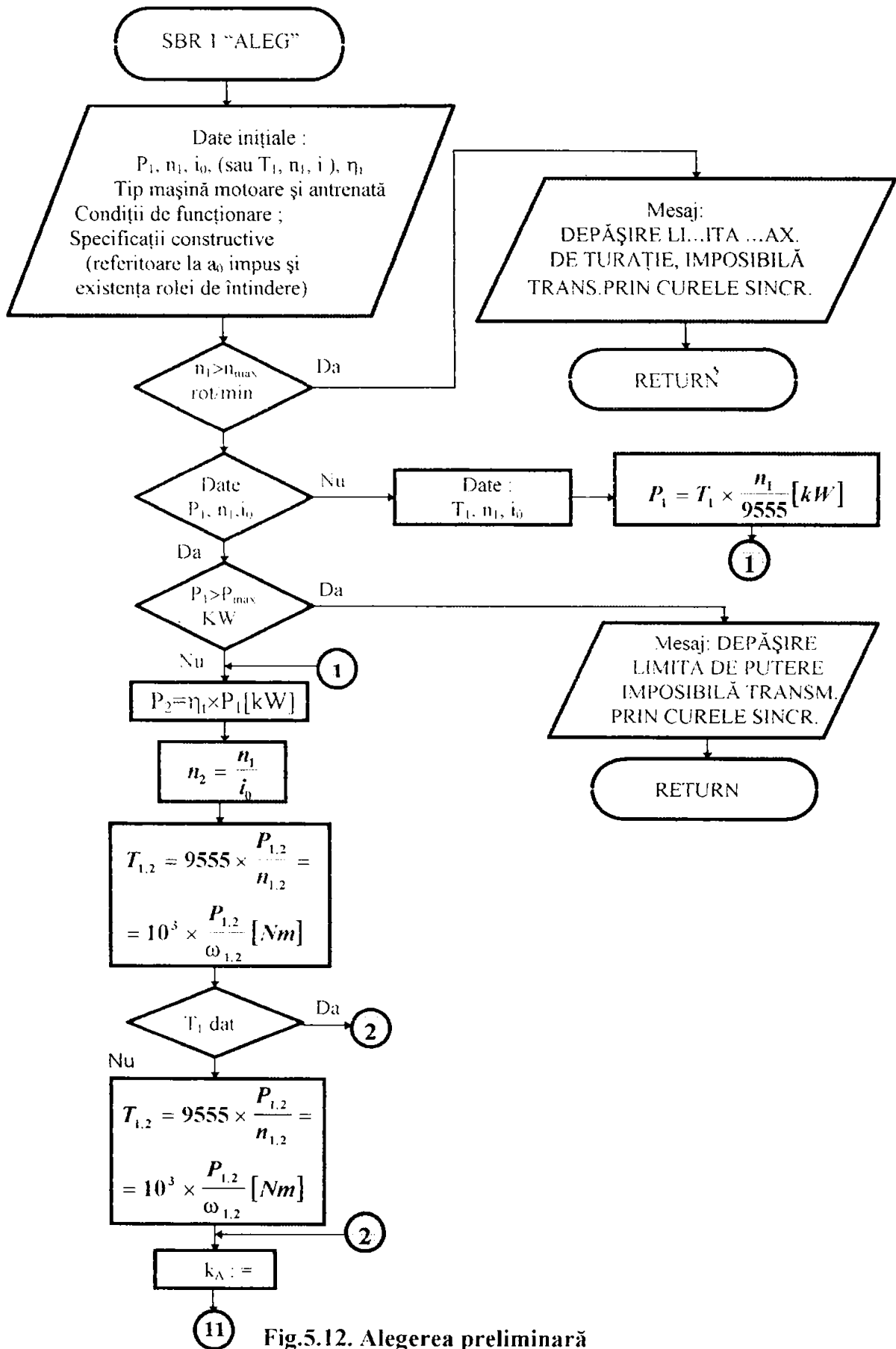


Fig.5.12. Alegerea preliminară a pasului curelei ALEG

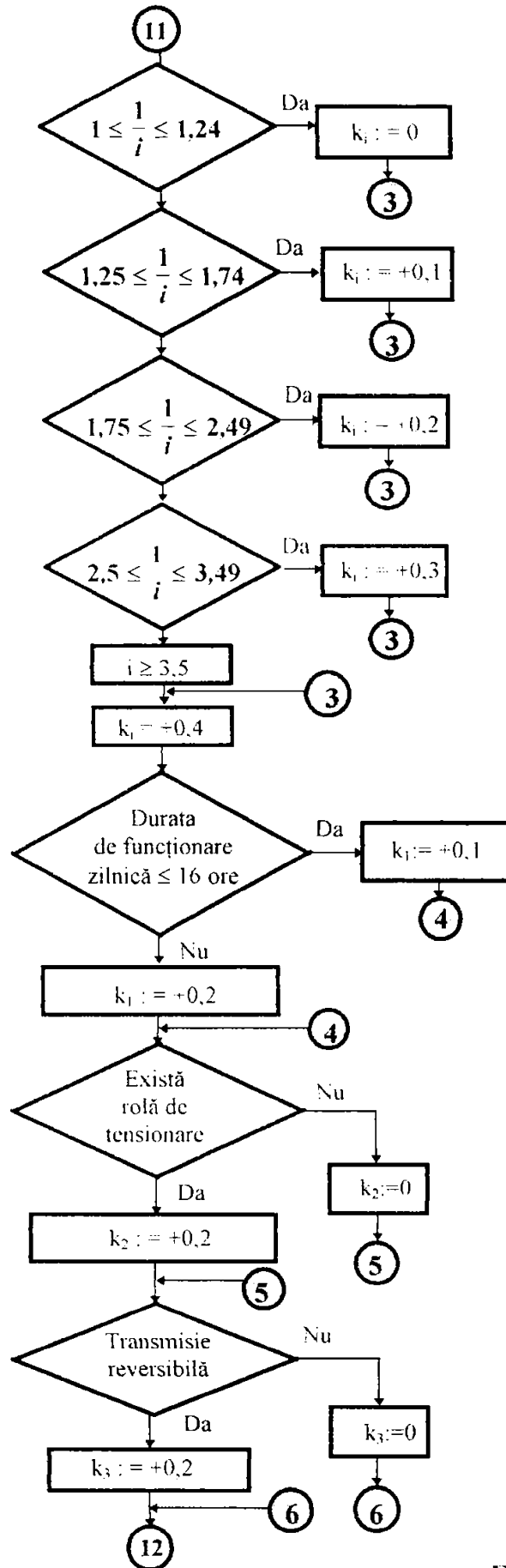


Fig. 5.12. (continuare)

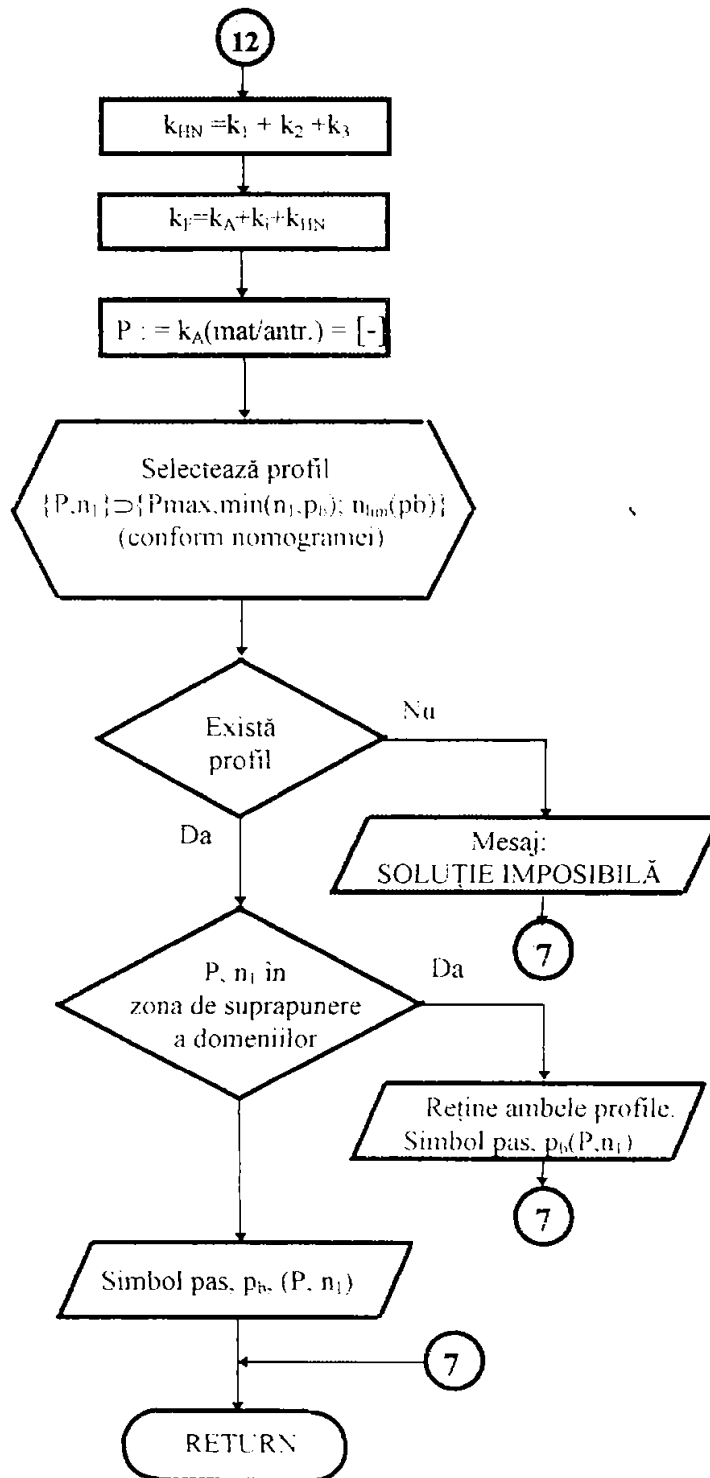


Fig. 5.12. (continuare)

Ordinea de determinare a parametrilor care caracterizează geometria transmisiei ca și relațiile pentru calculul lor sunt prezentate în Fig. 5.14.

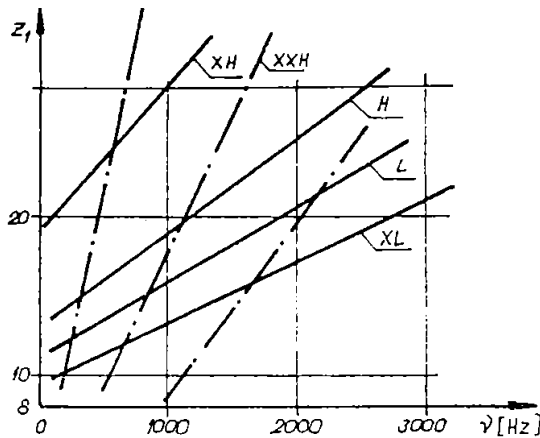


Fig. 5.13.

REZ. Capacitatea portantă a curelei este determinată de rezistența la rupere prin tracțiune a cordajului și rezistența la forfecare a dintelui curelei la bază. Există un număr de dinți ai curelei aflați în contact cu ai roții de curea pe arcul de înfășurare ($z_{c\ opt}$) pentru care capacitatea portantă conform celor două restricții amintite este identică. În funcție de structura curelei sincrone și varianta constructivă de montaj ($z_{c\ opt}$) are diferite valori. Pentru curelele fără fine din neopren și cordaj din fibră de sticlă $z_{c\ opt} = 6$, iar pentru cele din poliuretan cu cordaj din sârmă de oțel $z_{c\ opt} = 12$ (vezi § 3.1, § 5.1). Pentru cazul $z_c < z_{c\ opt}$ restricția care va determina lățimea curelei este

rezistența la rupere a cordajului, iar pentru $z_c > z_{c\ opt}$ rezistența la forfecare a dintelui la bază. În funcție de valorile sarcinii admisibile la tracțiune în secțiunea transversală a curelei $F_a(b_s)$ [N] și a rezistenței specifice la forfecare a dintelui F_{uspez} [N/cm] specificate în cataloagele firmelor CONTINENTAL, UNIROYAL POWER - GRIP, ISORAN PIRELLI și MULCO se poate determina valoarea efectivă a lui $z_{c\ opt\ ef}$ pe baza relației (5.34) :

$$z_{c\ opt\ ef} = \frac{F_a(b_s) \cdot 10}{F_{uspez} \cdot b_s} \quad [\text{dinți}] \quad (5.34)$$

Analizând valorile obținute în urma acestor calcule, se constată următoarele :

- pentru toate profilele analizate $z_{c\ opt\ ef}$ are valoarea minimă pentru lățimea minimă din șirul de lățimi tipizate pentru un anumit pas și crește atingând o valoare maximă pentru lățimea maximă a curelei ;
- pentru unele profile $z_{c\ opt\ ef} < z_{c\ opt}$ (XL, L $z_{c\ opt\ ef} = 3 \dots 4$; XH $z_{c\ opt\ ef} = 4 \dots 5$), iar la altele $z_{c\ opt\ ef} > z_{c\ opt}$ (MXL $z_{c\ opt\ ef} = 9$, H $z_{c\ opt\ ef} = 7 \dots 9$) ;

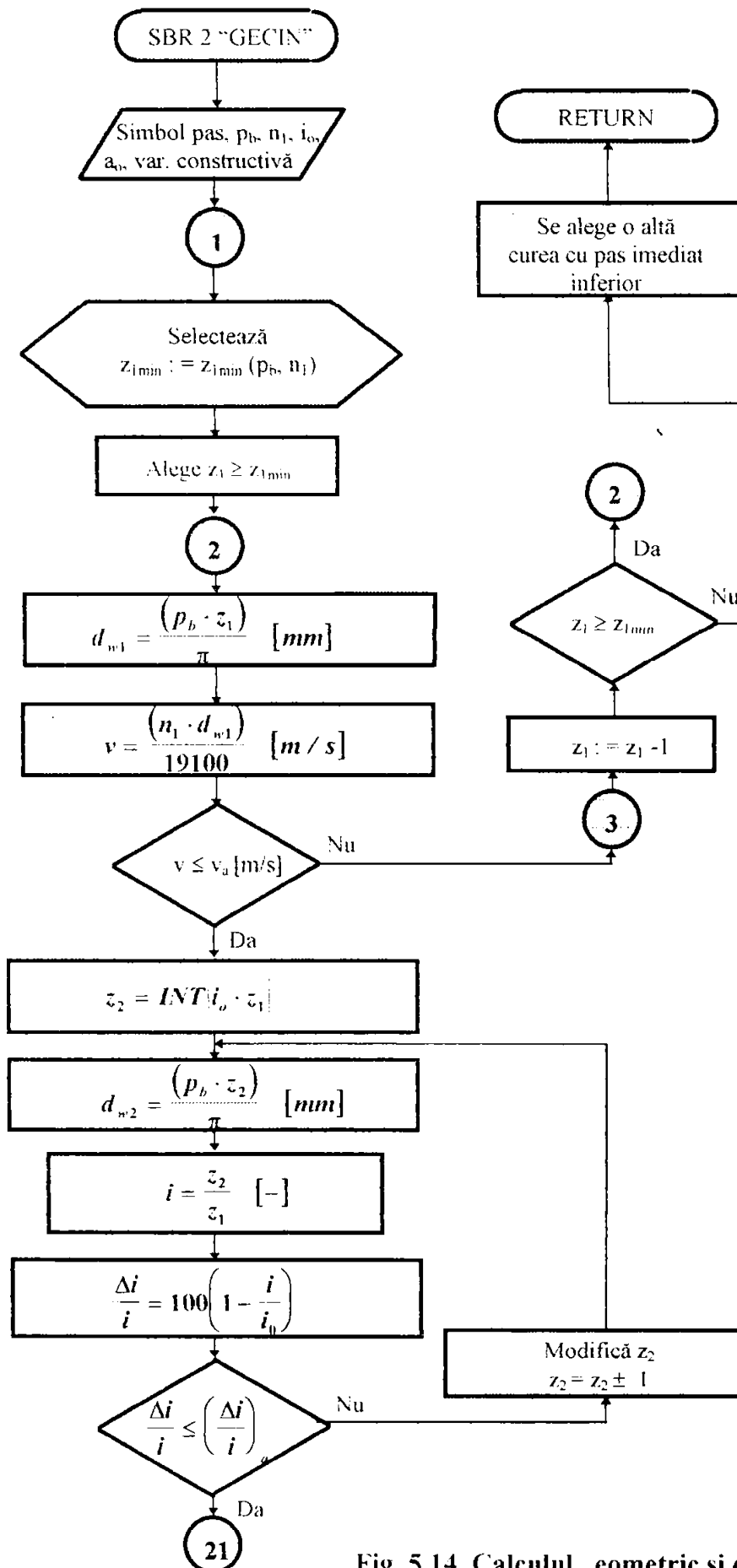


Fig. 5.14. Calculul geometric și cinematic

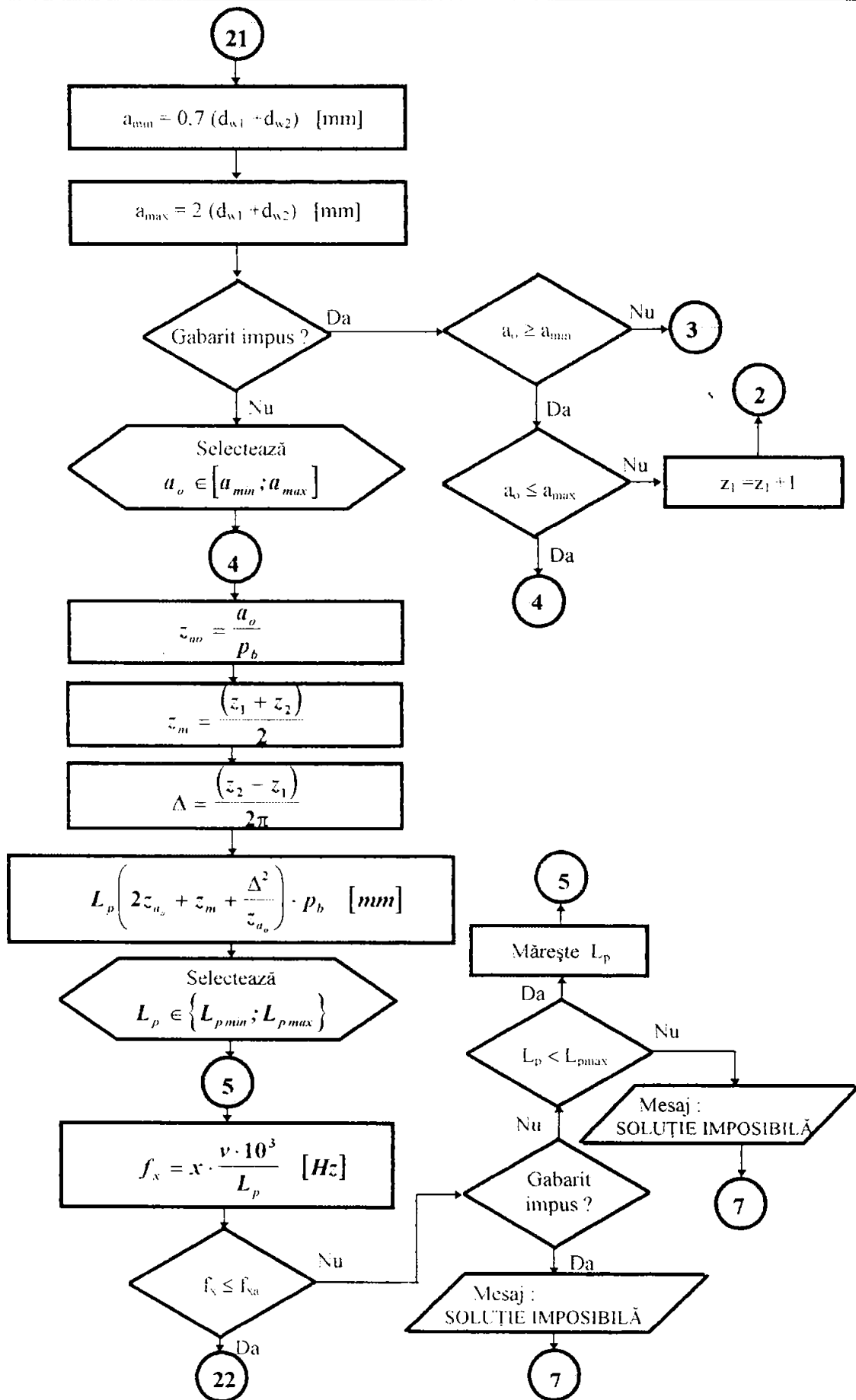


Fig. 5.14. (continuare)

- disproporția sesizată la capitolul 2 referitor la definiția geometrică a dintelui (S/p_b , h_t/p_b) pentru profilul H impune o valoare mare pentru Z_e opt ef pentru a putea utiliza la maximum a capacității portante a cordajului.

Calculul lățimii curelei $b_{s\ nec}$ se bazează pe relația (5.18) ținând cont de ipotezele în care a fost determinată capacitatea portantă (v. rel. 5.13, 5.14, 5.15, 5.16, 5.17 din § 5.1.4) și se desfășoară conform SBR 3 REZ (v. Fig. 5.15).

Pentru compensarea erorilor introduse de utilizarea în relația (5.18) a exponentului de valoare 1,14 (v. § 5.1.4) și pentru a nu complica acest calcul se propune pentru toate profilele efectuarea verificării pe baza relației (5.35) :

$$F_t + m_1 \cdot (b_s) \cdot v^2 \leq F_u(b_s) \quad [N] \quad (5.35)$$

în ambele situații $b_{s\ nec} \leq b_s$ și reținerea lățimii celei mai mici dintre cele două dacă pentru ambele verificarea este satisfăcută. Se vor evita astfel toate dezavantajele introduse de utilizarea unor profile mai late (vezi § 5.1.4).

PRET - AR. (v. Fig. 5.16). În această etapă de calcul se urmărește determinarea forței de pretensionare și a forței care încarcă arborele transmisiei și a direcției de acțiune a acestei forțe (prin unghiul θ).

Datorită faptului că pretensionarea instalată în staționare (F_{ov}) se diminuează în funcționare ca urmare a apariției forțelor masice ($F_m = m_1 \cdot v^2$ [N]), se recomandă calculul lui F_{ov} pe baza relației (5.36) :

$$F_{ov} = C_{ov} \cdot F_t + F_m \quad [N] \quad (5.36)$$

unde pentru coeficientul C_{ov} se atribuie valori funcție de recomandările firmei producătoare și tipul de structură care corespunde transmisiei (v. § 5.1.5) pentru a obține o pretensionare optimă.

DIRO. (v. Fig. 5.20). Dimensionarea roților de curea se face ținând cont de pasul curelei sincrone (p_b), lățimea acesteia (b_s), numărul de dinți ai roții motoare d_{w1} și conduse d_{w2} rezultate din GEOM și REZ, după ce în prealabil a fost adoptată varianta constructivă (roată cu sau fără reborduri - v. Fig. 5.17 a, b, c).

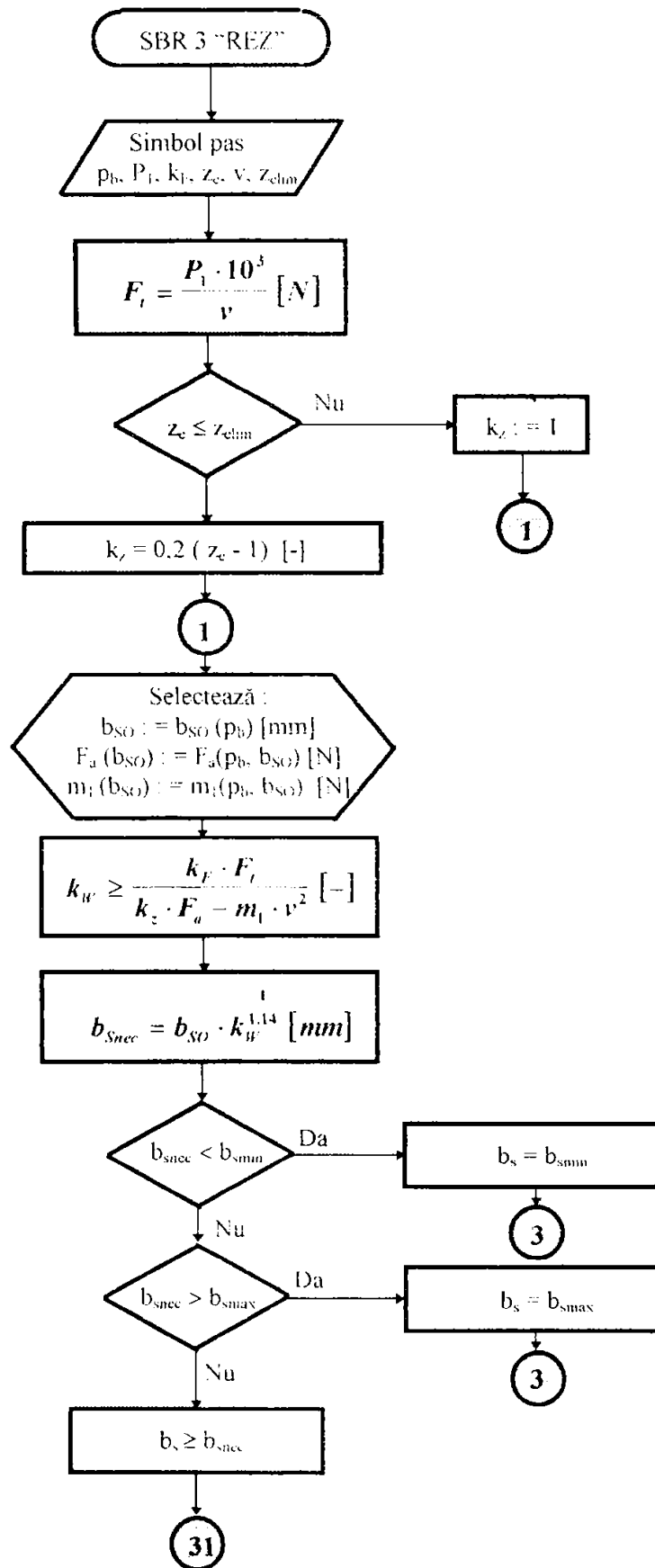


Fig. 5.15. Calculul de rezistență REZ

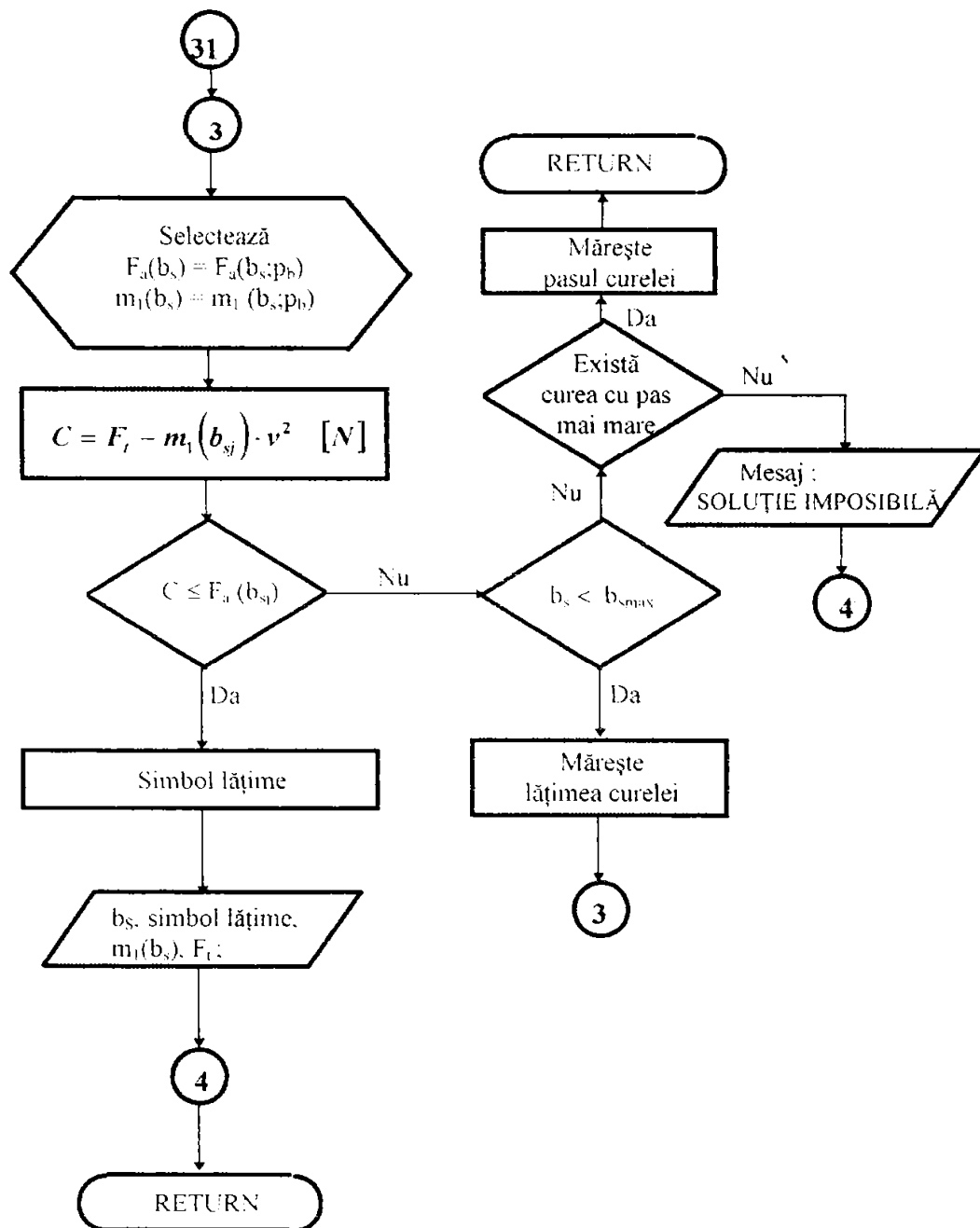


Fig. 5.15. (continuare)

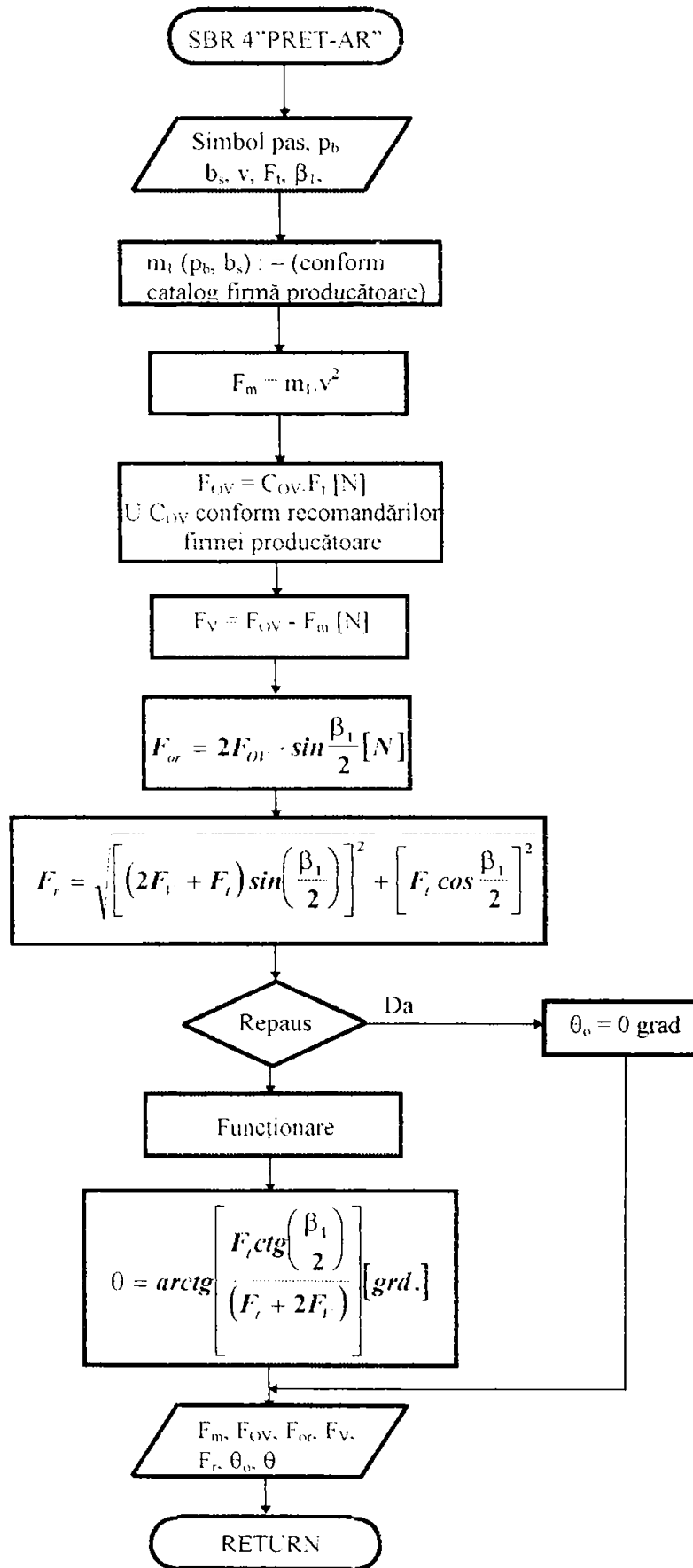


Fig. 5. 16. Pretensionarea curelei și încărcarea radială a arborelui PRET - AR.

Lățimea coroanei dințate depășește întotdeauna lățimea curelei (v. Fig. 5.17), pentru că în ipoteza unei alinieri perfecte, structura neomogenă a elementului de rezistență ca și imperfecțiunile tehnologice, determină tendința de deplasare laterală a curelei pe roți.

În vederea ghidării curelei, roțile se prevăd bilateral cu reborduri (v. Fig. 5.17 b):

- numai pinionul (din motive de cost), dacă $a < 8 d_{w1}$ [mm];
- ambele roți, dacă $a > 8 d_{w1}$ [mm] sau când arborii sunt verticali la ambele roți.

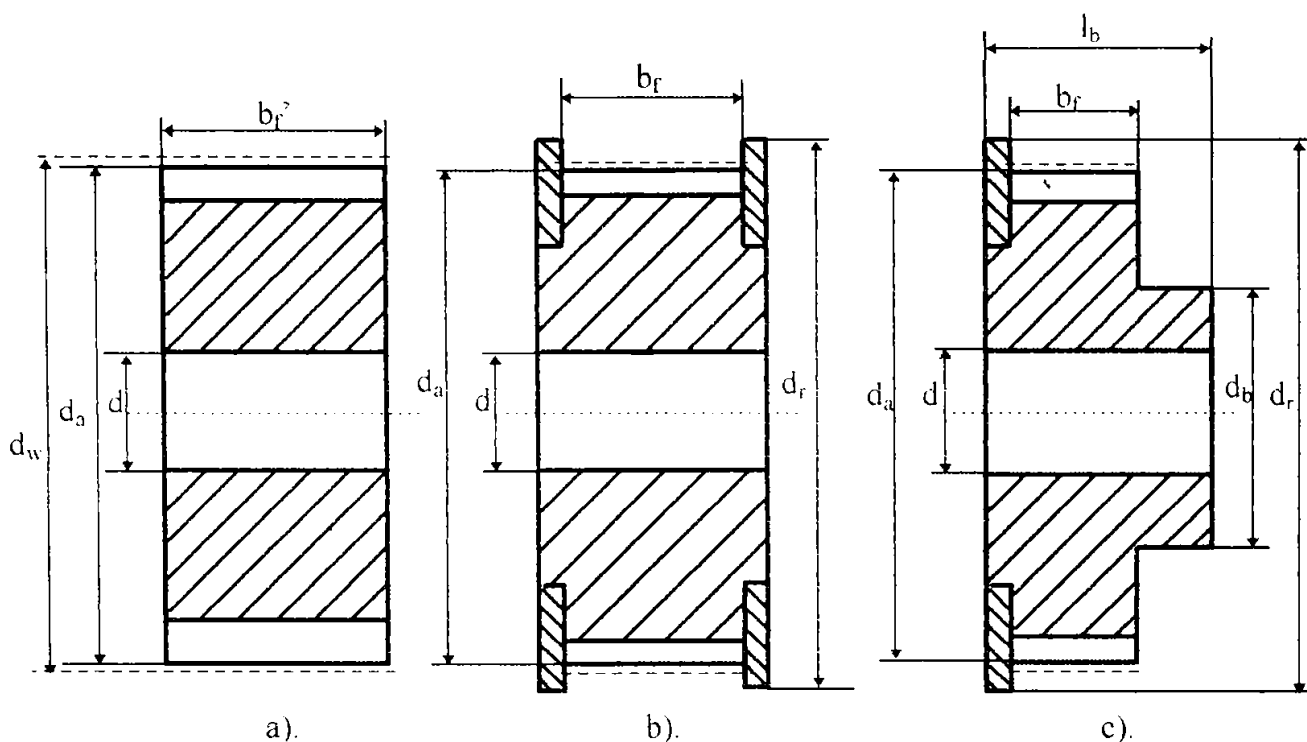


Fig. 5.17. Variante constructive de roți de curea.

Dacă $i = 1$ pe fiecare roată de curea a transmisiei se dispun alternativ (în diagonală) câte un rebord (v. Fig. 5.17 c).

Forma și dimensiunile caracteristice ale rebordurilor sunt prezentate în figura 5.18.

Fixarea rebordurilor pe roata de curea se face :

Cu șuruburi în următoarele cazuri :

- roți cu diametrul primitiv $d_w > 250$ mm ;
- roți cu diametrul primitiv $d_w \leq 250$ mm, aparținând unor transmisii, la care distanța dintre axe este fixă (din motive de montaj) sau dacă $b_r > 85$ mm.

Prin sertizare sau presare pe roată pentru toate celelalte situații, ajustajul rebord - roată fiind H7 / m6 pentru curelele de tip MXL, XL și L, respectiv H7 / n6 pentru celelalte tipuri de curele (H, XH, XXH).

Prescripțiile suplimentare impuse roții de curea sincronă se referă la toleranțele de formă și poziție (bătaie radială, bătaie frontală, conicitatea maximă admisă pentru diametrul exterior al roții d_a , abaterea de la paralelism a direcției dinților).

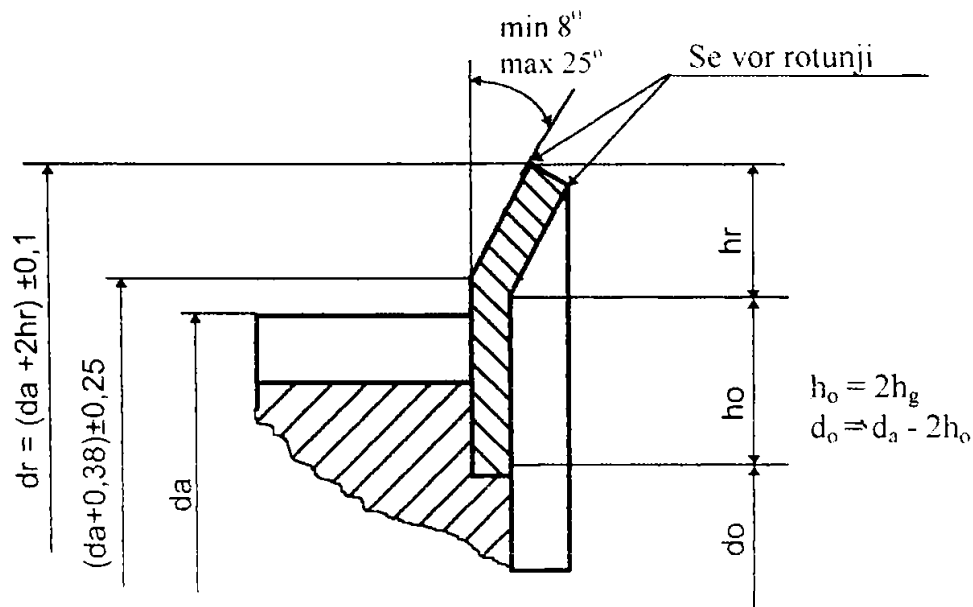


Fig. 5.18. Forma și dimensiunile caracteristice pentru reborduri

Condiții tehnice. Roțile de curea trebuie să suporte, fără deteriorări, solicitările din exploatare (solicitări mecanice intense și variabile, domeniu larg de temperaturi, suspensii abrazive, mediu agresiv acid sau bazic, etc.).

Roțile de curea turnate trebuie să aibă o granulație fină și să fie lipsite de porozități sau sufluri pe flancurile finite ale canalelor și de retasuri sau goluri în disc sau butuc.

Suprafețele active ale flancurilor dinților și suprafața exterioară a roții nu trebuie să prezinte urme de prelucrare ($Ra_{max} = 1,6 \mu m$).

Restricțiile referitoare la echilibrarea statică și dinamică a roților sunt : echilibrarea statică obligatorie la viteze $v < 30$ m/s numai pentru roțile confecționate din fontă ; dezechilibrul maxim admis $\Delta m_{st} (p_b \cdot z)$.

Echilibrarea dinamică se execută pe toate roțile indiferent de tipul de material din care sunt confecționate, dacă viteza $v > 30$ m/s.

Se recomandă ca dezechilibrul dinamic să nu depășească valoarea $\Delta M_d = 1,8 \cdot 10^{-3}$ Nm indiferent de mărimea roții și pasul curelei.

În general echilibrarea se face :

- Într-un plan, treapta de calitate Q16 după VDI 2060, la viteza $v = 30$ m/s pentru diametre primitive $d_w > 400$ mm, respectiv la turația $n = 1500$ rot/min pentru diametre primitive $d_w < 400$ mm.
- În două plane, treapta de calitate Q16 după VDI 2060, la viteza $v > 30$ m/s sau la viteza $v > 20$ m/s (pentru un raport $d_w / b_f < 4$).

Echilibrarea se face pe roata nedanturată, pe dorn lis.

Notarea roților de curea se face cu simbolul RCS, urmat de : numărul de dinți ai roții, simbolul pasului, simbolul lățimii nominale (a curelei !).

Exemplu de notare : o roată având $z = 28$ dinți, pentru curea sincronă cu pasul $p_b = 3/8$ in și lățimea $b_s = 1$ in se notează : RCS 28 L 100.

Marcarea roților pentru curelele sincrone se efectuează prin poansoane sau gravare electrochimică, pe o suprafață neactivă, cu : simbolul RCS, numărul de dinți ai roții, simbolul pasului, simbolul lățimii nominale (a curelei !).

Reprezentarea roții de curea constă dintr-o secțiune diametrală în care se trasează cu linie continuă groasă : muchiile de cap și fund ale dinților (convențional planul de secționare trece prin golul dintre doi dinți alăturați). Diametrul primitiv al roții se reprezintă cu linie punct subțire.

În vedere se reprezintă cu linie continuă groasă cercul exterior și cu linie punct subțire diametrul primitiv. Cercul de picior nu se reprezintă.

Elementele danturii, toleranțele geometrice și rugozitatea se indică pe reprezentarea roții de curea (Fig. 5.19 a) și într-un tabel (Fig. 5.19 b. [D4]).

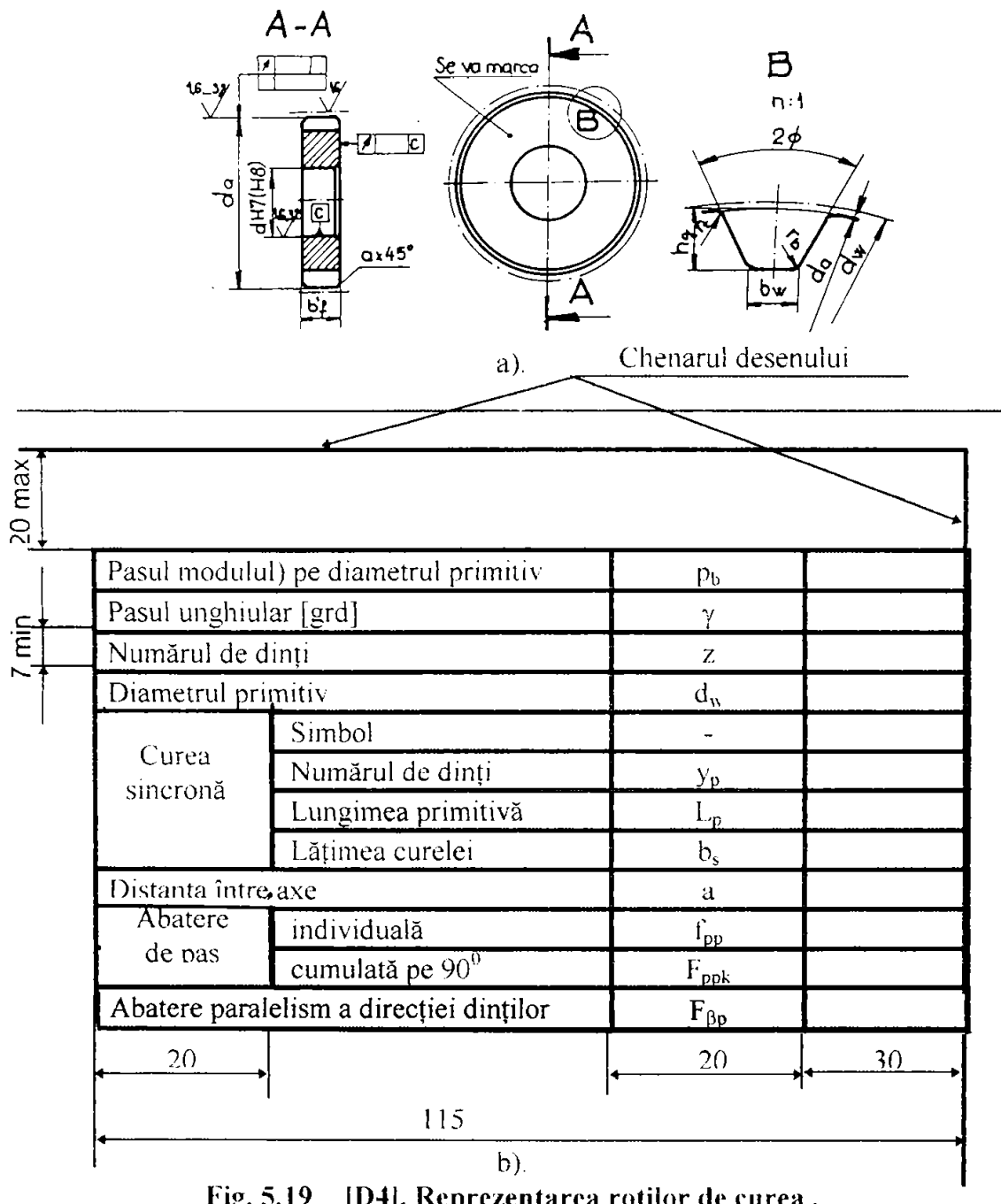


Fig. 5.19 [D4]. Reprezentarea roților de curea .

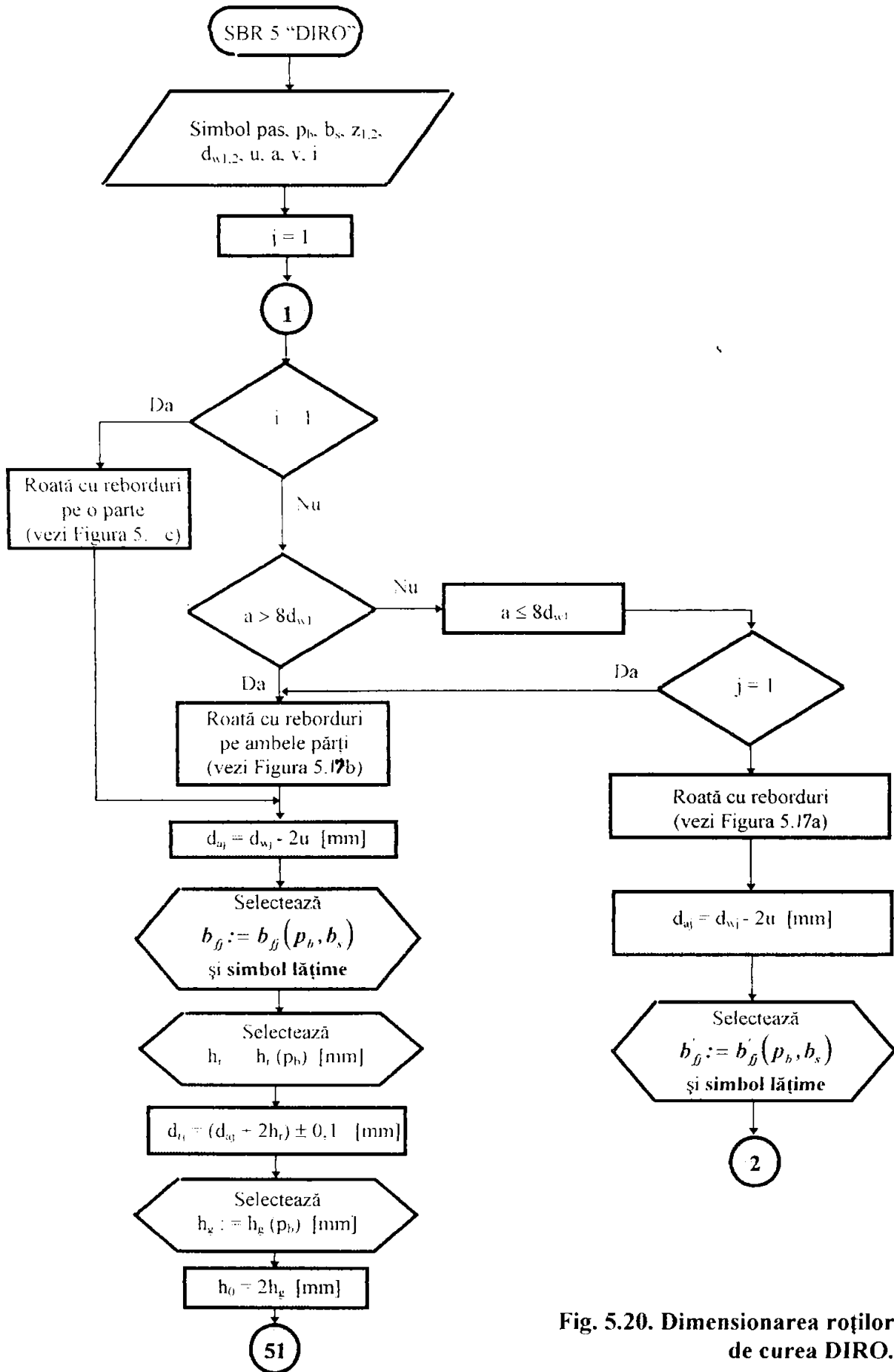


Fig. 5.20. Dimensionarea roților de curea DIRO.

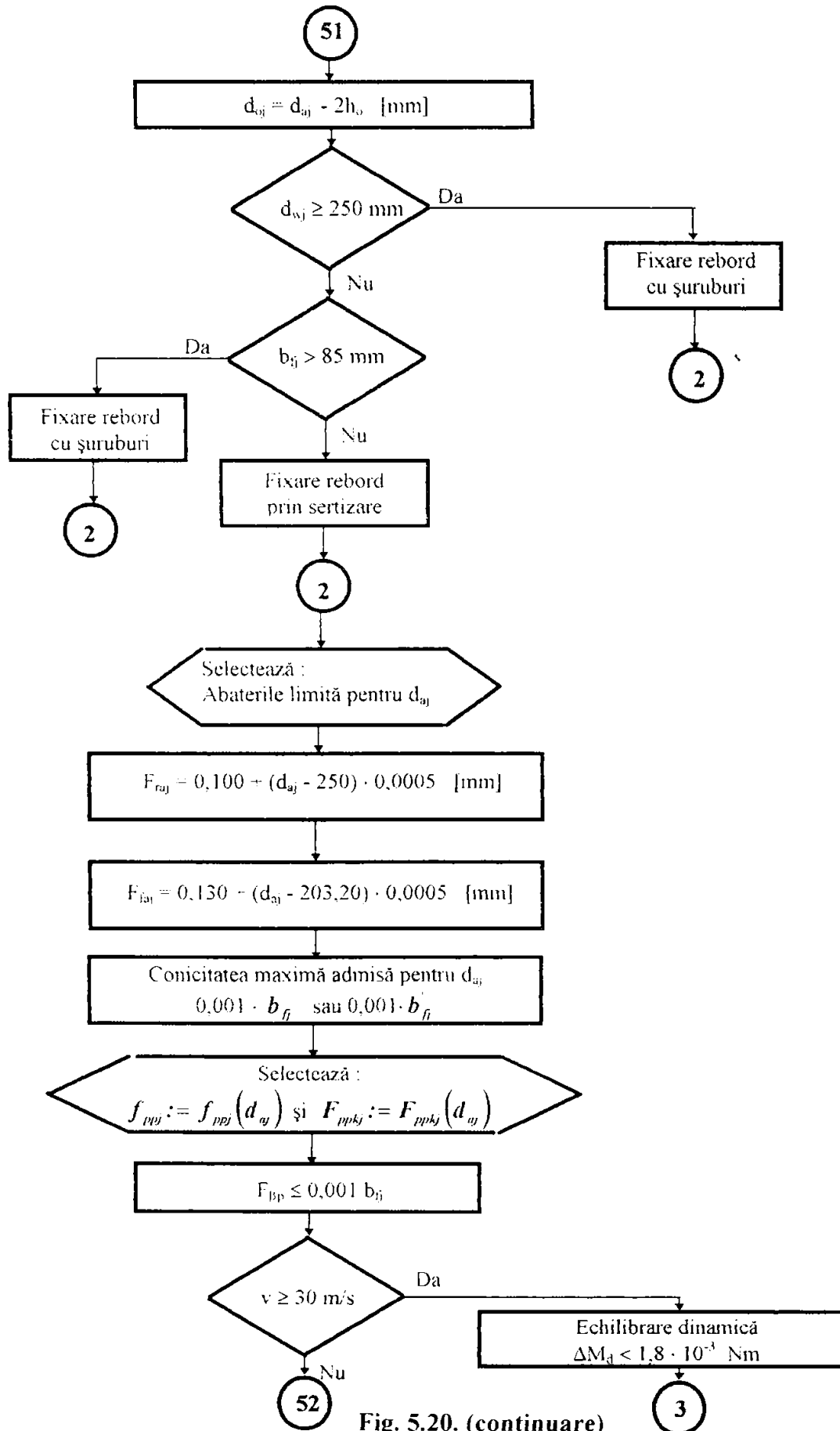


Fig. 5.20. (continuare)

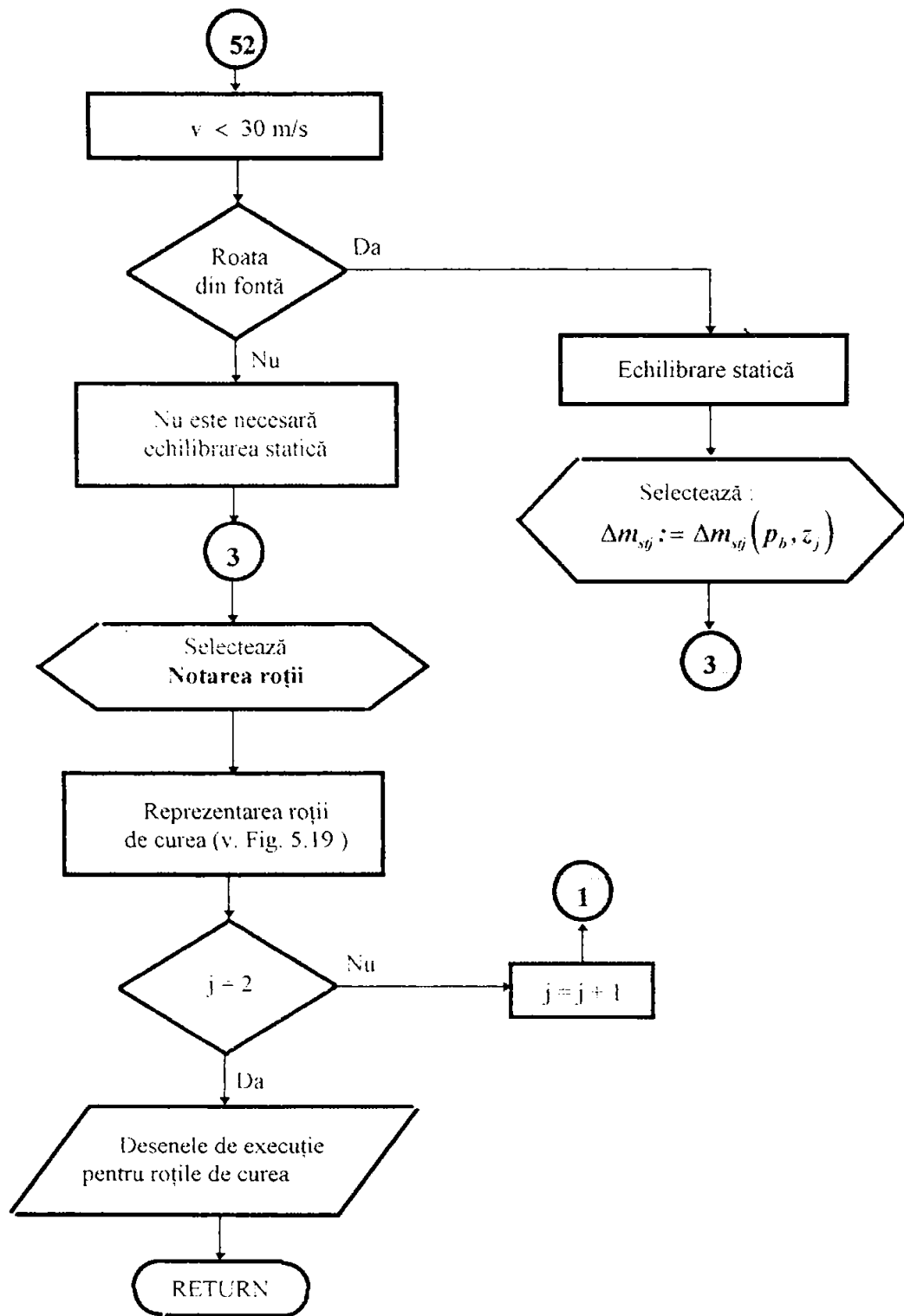


Fig. 5.20. (continuare)

Pe lângă elementele de bază ale danturii prezentate anterior, desenul de execuție al roții de curea va conține :

- cotele suplimentare rezultate din forma constructivă a roții și modul de îmbinare al acesteia cu arborele ;
- condițiile tehnice privitoare la execuție, echilibrare, tratament termic, etc.

Observații : Întrucât nu există un standard care să reglementeze profilul de referință al danturii, este necesară reprezentarea profilului pe un detaliu aflat în câmpul desenului (v. Fig. 5.19 a). Acest detaliu cuprinde următoarele informații : forma flancurilor active ale dinților ; înălțimea golului h_g [mm] (valoarea nominală și abateri limită) ; unghiul format între cele două flancuri ale golului dintre dinți 2ϕ grad (valoarea nominală și abateri limită) ; raza de racordare a capului de dinte r_r [mm] ; raza de racordare a bazei dintelui r_b [mm].

Cap.6. STUDIUL EXPERIMENTAL AL CURELELOR SINCRONE

6.1. Sisteme specializate de încercare în laborator și la nivel uzinal a curelelor sincrone.

6.1.1. Generalități.

În vederea determinării performanțelor funcționale ale curelelor sincrone se impune un studiu complex care va include verificări și cercetări experimentale referitoare la :

- cureaua sincronă (corp neomogen în secțiune, cu o geometrie precis determinată);
- transmisia standard (cu $i = 1$, $d_{w1} = d_{w2}$, (p_b, n) ; $a \geq 50p_b$; $v \leq 40\text{m/s}$, $k_F \cong 1$).

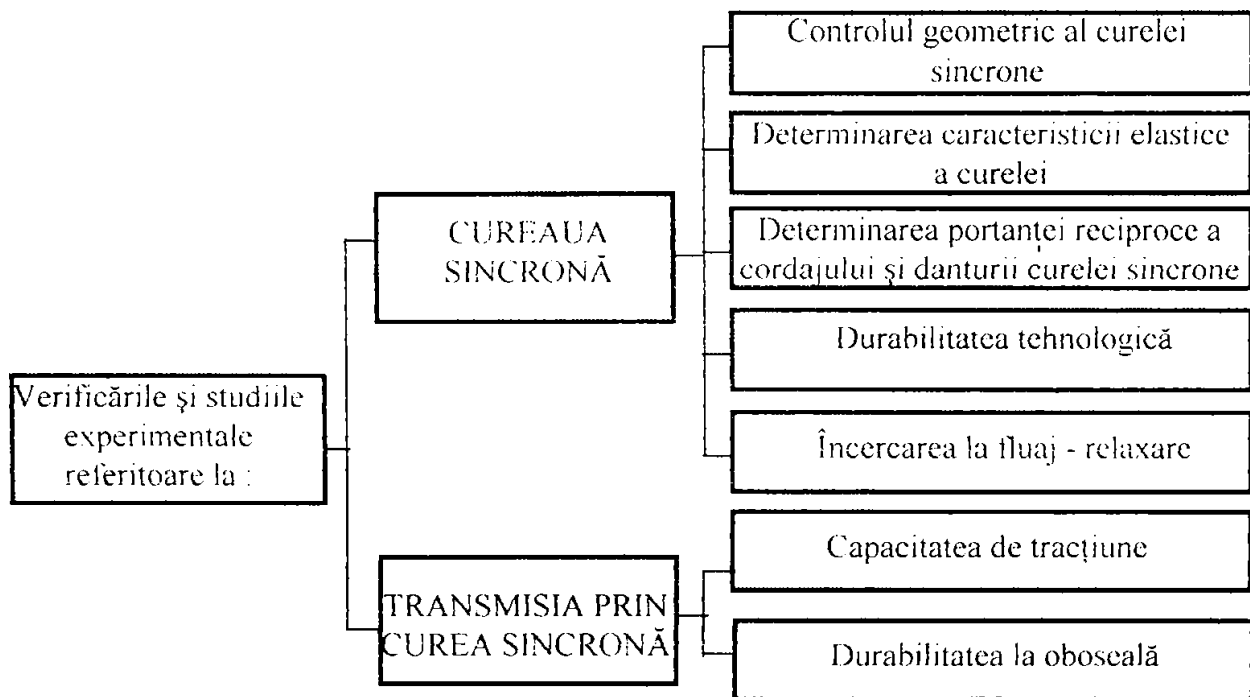


Fig. 6.1. Tipurile de verificări și studii experimentale efectuate la nivelul curelei sincrone și al ansamblului transmisiei.

Tipurile de verificări și studii experimentale propuse a fi efectuate la nivelul curelei sincrone și al transmisiei prin curele sincrone sunt prezentate în Fig. 6.1. Acest program de testare a fost propus întreprinderii SPUMOTIM (prin contractul de cercetare [D18]) pentru determinarea performanțelor curelelor sincrone ce urmau a fi asimilate în fabricație.

6.1.2. Verificarea și studiul experimental al curelei sincrone.

În această categorie sunt incluse următoarele operații de control : geometria curelei, caracteristicile mecanice statice la fiecare șarjă (lot) de fabricație, durabilitatea tehnologică și comportamentul la fluaj - relaxare.

a). Controlul geometric al curelei sincrone.

Controlul geometric implică verificarea dimensiunilor nominale ale dintelui, înălțimea totală, lățimea, lungimea primitivă, respectiv pasul curelei sincrone.

Măsurarea dimensiunilor nominale ale dintelui (v. Fig. 6.2) : înălțimea h_t , grosimea la bază S , raza de racordare la bază r_r , și la capul dintelui r_a , unghiul de înclinare al flancului de dinte β se efectuează pe cureaua în stare liberă / pretensionată cu ajutorul proiecteurului de profile sau a microscopului de scule.

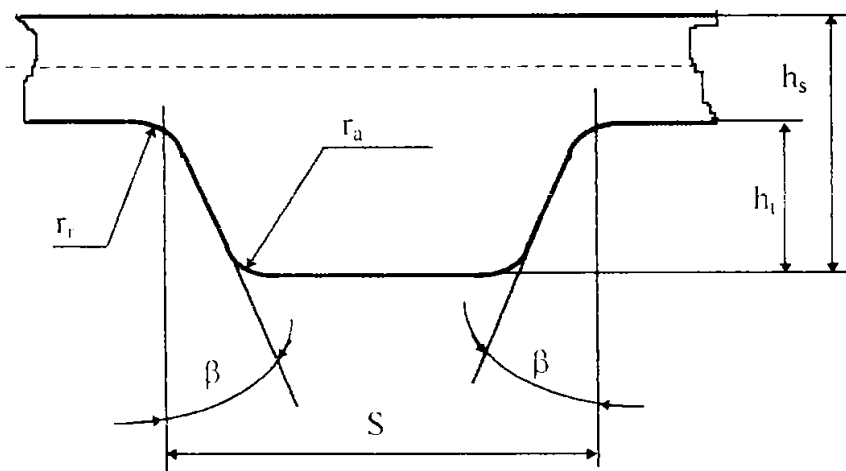


Fig. 6.2.

Dimensiunile nominale ale dintelui.

Înălțimea totală a curelei h_s și lățimea b_s se măsoară cu ajutorul micrometrului de exterior. Lungimea primitivă L_p și pasul curelei p_b importante pentru funcționarea transmisiei se măsoară pe cureaua montată pe roțile de curea (v.Fig.6.3) și pretensionată. Dimensiunile roților de curea și intensitatea forței de pretensionare F_{om} (p_b , b_s).

Roțile de curea pentru măsurarea lungimii primitive a curelei sincrone.

Tabelul 6.1.

Tip profil	MXL	XL	L	H	XH	XXH
Parametrul						
Numărul de dinți [dinți]	20	20	20	20	24	24
Diametrul primitiv [mm]	12.94	32.34	60.638	80.851	169.787	242,552
Diametrul de cap [mm]	12.428 ± 0.013	31.832 ± 0.013	59.876 ± 0.013	79.479 ± 0.013	166.993 ± 0.025	239.504 ± 0.025
Toleranța la bătaia radială [mm]	0.013	0.013	0.013	0.013	0.013	0,013
Toleranța la bătaia frontală [mm]	0.025	0.025	0.25	0.25	0.51	0.076
Jocul minim j_m [mm]	0.30	0.30	0.33	0.38	0.53	0.64

Valoarea forței de pretensionare F_{orm} la măsurarea lungimii primitive a curelei sincrone.

Tabelul 6.2.

Simbolul lățimii	Lățimea b_s [mm]	Forța de pretensionare F_{orm} [N] pentru profilele					
		MXL	XL	L	H	XH	XXH
012	3,0	13	-	-	-	-	-
019	4,8	20	-	-	-	-	-
025	6,4	27	36	-	-	-	-
031	7,9	-	44	-	-	-	-
037	9,5	-	53	-	-	-	-
050	12,7	-	-	105	-	-	-
075	19,1	-	-	180	445	-	-
100	25,4	-	-	245	620	-	-
150	38,1	-	-	-	980	-	-
200	50,8	-	-	-	1340	2000	2500
300	76,2	-	-	-	2100	3100	3900
400	101,6	-	-	-	-	4450	5600
500	127,0	-	-	-	-	-	7100

recomandate de ISO 5296 / STAS 12918/3, la măsurarea mărimilor (L_p) și (p_b) pentru profilele MXL, XL, L, H, XH, XXH (cu matrice din neopren / poliuretan și cordaj din fibră de sticlă) sunt indicate în Tabelul 6.1. respectiv Tabelul 6.2.

O condiție necesară pentru obținerea unor rezultate corecte de măsurare este solicitarea ramurii curelei cu o forță de pretensionare corectă - o forță prea mică sau prea mare duce, datorită elasticității mari a dinților curelei, la rezultate eronate. Forța de pretensionare F_{orm} măsurată la nivelul arborelui generează în ramurile curelei o forță de pretensionare egală cu $0,5 F_{orm}$. Pentru profilele specificate anterior se constată că F_{orm} recomandată este egală cu forța admisibilă la rupere prin tracțiune.

Datorită faptului că lungimea primitivă a curelei are o mulțime de valori la același pas și forța de pretensionare pentru măsurare recomandată este constantă, rezultă că alungirea totală a curelei este constantă și în consecință pasul tehnologic al curelei se va modifica cu valori diferite ale Δp_b .

Ca urmare este necesară adăugarea parametrului mărimea lungimii primitive de care să se țină cont la recomandarea intensității pretensionării.

Dispozitivul proiectat pentru măsurarea lungimii primitive și a pasului [D9], [D12] (a cărui schemă de principiu este prezentată în Fig. 6.3. a și schema cinematică în Fig. 6.3.b) este compus din:

- Două roți de curea (1) și (2) identice, care se pot roti liber în jurul axelor proprii permițând astfel uniformizarea la instalare a efortului de pretensionare pentru măsurători. Dimensiunile roților, toleranțele, abaterile geometrice și jocul de flanc j_m (v. Fig. 6.4) respectă recomandările din Tabelul 6.1.

Roata (1) prin translatarea laterală a suportului său permite reglarea distanței dintre axe la valoarea necesară.

Pentru asigurarea unei montări - demontări rapide dispozitivul este dotat cu câte o pereche de subansamble (roată - rulmenți - arbore) (1) respectiv (3) pentru fiecare pas, care pot fi instalate în furele înclinate (17) respectiv (4)

- Modulul de încărcare alcătuit din cupla elicoidală șurub (7) - piuliță (6) și manivela (4).
- Dinamometrul (5) pentru măsurarea efortului de pretensionare generat.
- Sistemul de măsură pentru măsurarea distanței dintre axe, alcătuit din rigla gradată (14) (la care se citește distanța dintre axe pentru cureaua netensionată) și comparatorul (12) pe măsurarea variației distanței dintre axe determinată de forța de pretensionare.
- Suportul (11) de susținere a celorlalte componente.

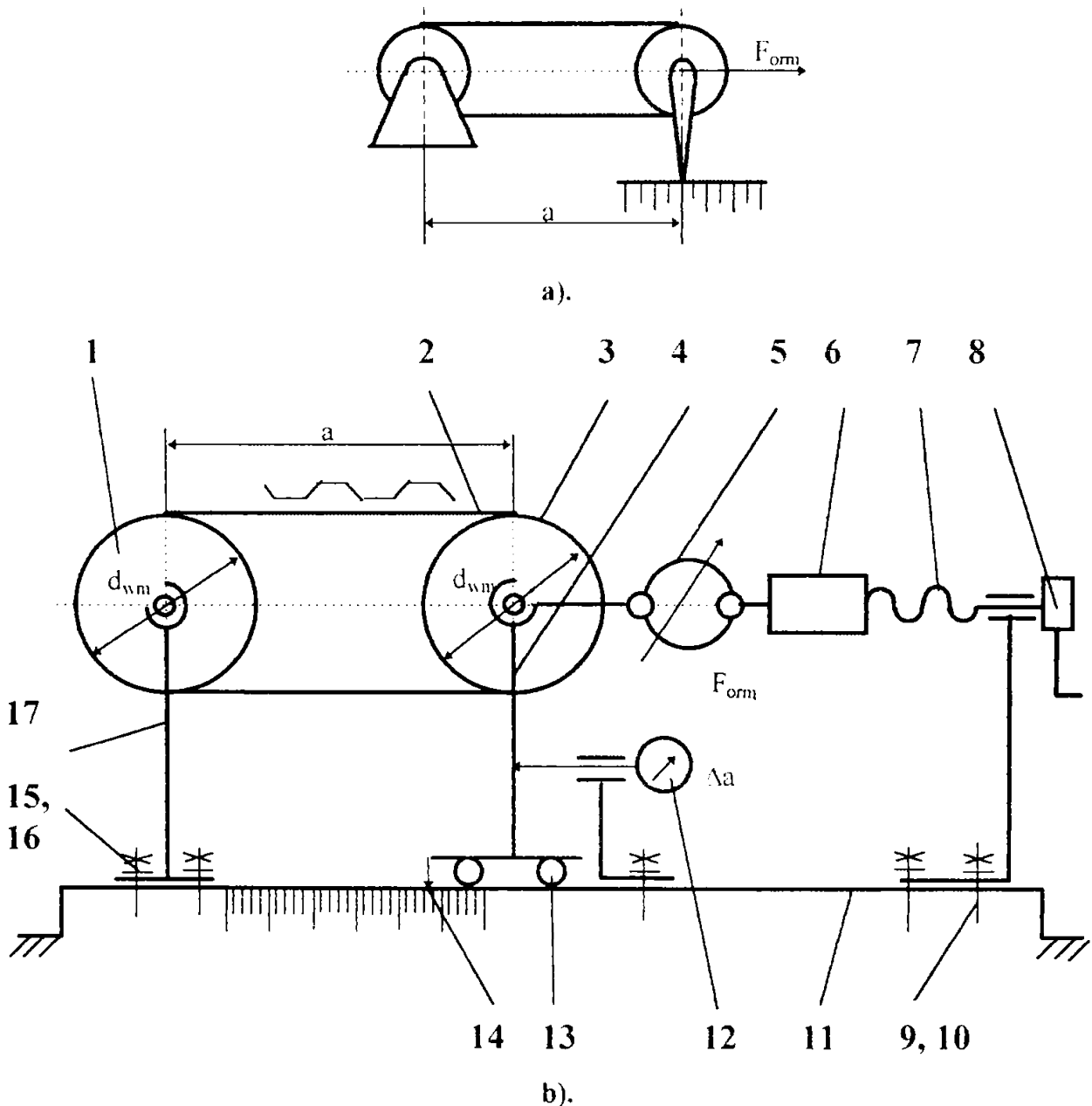


Fig. 6.3. Schema a) de principiu; b). cinematică a dispozitivului pentru măsurarea lungimii L_p .

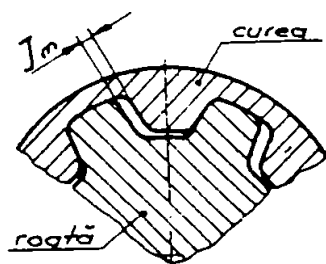


Fig. 6.4. Jocul de flanc pentru ansamblul roată - curea

Pasul curelei p_b se măsoară direct prin măsurarea distanței între punctele corespondente de pe două flancuri învecinate (v. Fig. 6.5 linia pe care se află punctele este paralelă cu linia de picior și amplasată la o distanță $h_t / 2$).

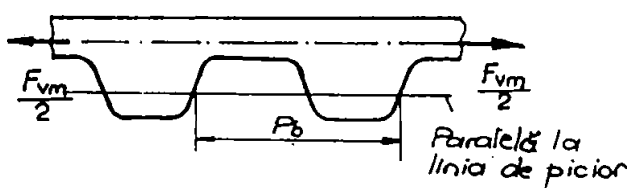


Fig. 6.5. Măsurarea pasului curelei sincrone.

În vederea măsurării pasului și lungimii primitive cureaua sincronă se montează pe cele două roți ale dispozitivului prezentat anterior, se aplică forța de pretensionare. În continuare, în scopul uniformizării pretensionării este necesară rotirea roților (1) și (3) până când se parcurge de două ori perimetrul (L_p).

Măsurarea pasului poate fi realizată cu ajutorul microscopului universal sau proiecteurului de profil, precizia de măsurare necesară fiind de 2...5 μm (deoarece abaterea admisibilă este de 20...60 μm).

Pe baza pasului măsurat p_{bm} și a celui nominal p_b se calculează abaterea pe un pas f_{pb} utilizând relația :

$$f_{pb} = p_{bm} - p_b \quad [\mu m] \quad (6.1)$$

Abaterea f_{pb} influențează încărcarea dintelui curelei și în anumite condiții (de exemplu la un număr mic de dinți ai roții de curea) precizia cinematică.

Abaterea medie de pas F_{pm} (v. rel. (6.2) influențează și interacțiunea dintre curea și roată pe arcul de înfășurare:

$$F_{pm} = \frac{1}{z_p} \sum_{i=1}^{z_p} f_{pbi} \quad [\mu m] \quad (6.2)$$

Lungimea primitivă efectivă (L_{pm}) se poate determina prin două metode:

- La prima metodă rezultă indirect prin calcul pe baza relației (6.3) :

$$L_{pm} = 2 \cdot a_m + \pi(d_a + 2 \cdot u) \quad [mm] \quad (6.3)$$

unde: a_m [mm] - distanța dintre axe efectivă (măsurată pe dispozitiv prin însumarea distanței dintre axe pentru cureaua netensionată - citită la rigla (14) și a creșterii acesteia Δa ca urmare a pretensionării - citită la comparatorul (12).

d_a [mm] - diametrul exterior al roții de curea instalată pe dispozitivul de măsurare.

u [mm] - distanța de la fibra neutră la baza dintelui curelei.

Ținând cont de lungimea primitivă $L_p = z_p \cdot p_b$ și de cea determinată prin măsurarea indirectă L_{pm} se poate calcula abaterea lungimii primitive F_{Lp} :

$$F_{Lp} = L_{pm} - L_p \quad [\mu m] \quad (6.4)$$

Metoda este însă aproximativă pentru că nu ține cont de poziția reală a fibrei neutre influențată de abaterile lui u .

- Metoda a doua se bazează pe ipoteza stabilității dimensionale a curelei (datorită tehnologiei de fabricație) și transpune la numărul total de pași z_p , variația măsurată pentru zece pași.

În aceste condiții :

$$F_{Lp} = z_b \cdot F_{pm} \quad [\mu m] \quad (6.5)$$

unde abaterea medie de pas F_{pm} este determinată pentru cei zece pași la care a fost măsurată valoarea pasului și calculată abaterea individuală de pas.

În final indiferent de metoda de determinare F_{Lp} se compară cu valorile admisibile (vezi ISO 5296), întrucât mai ales la transmisiile cu distanța dintre axe fixă influențează pretensionarea.

b). Determinarea caracteristicii elastice a curelei.

Definirea comportării elastice a curelei sincrone la întindere se face în funcție de materialele componente (cablu, matricea din elastomerul care încorporează cablurile și țesătura protectoare din nylon - numai pentru elastomerul de tip neopren).

Se testează cureaua integrală L_p (z_p) asigurându-se astfel continuitatea cordajului și eliminarea riscului alunecării relative dintre acesta și matricea de elastomer în care este înglobat.

Schema bloc a încercării este prezentată în Fig. 6.6.a.

Conform schemei bloc a încercării prezentată în Fig. 6.6 a, curelele sincrone ce sunt testate prin particularitățile lor de tip, pas, lățime și structură determină :

- ◆ forța maximă și cursa de încărcare - descărcare;
- ◆ viteza de încărcare.

Curelele sincrone testate de tip XL, L, H, XH; XXH sunt din policloropren / vulcolan; cordaj din fibră de sticlă și țesătură din nylon (în cazul policloropren) având lățimea $b_s \in [9;76]mm$. Forța de tracțiune limitată de ruperea cordajului pentru aceste profile determină pentru forța de tracțiune, valori în domeniul $F_x \in [0;4000]N$. Viteza de încărcare / descărcare optimă este $v \approx 5mm/min$ [K20].

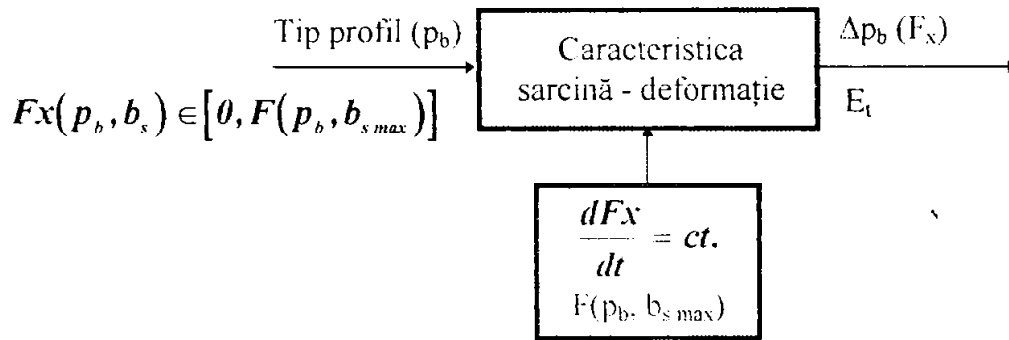
Scopul acestei testări calitative a curelei îl constituie determinarea caracteristicii sarcină - deformare, urmând ca prin prelucrarea informațiilor obținute experimental să se determine:

- ◆ variația pasului de bază Δp_b și valoarea maximă a forței de tracțiune pentru care pasul de bază se menține încă în limitele funcționale fără a se constata alungiri permanente periculoase.
- ◆ valoarea modulului de elasticitate la tracțiune al curelei (care diferă de modulele de elasticitate ale elementelor componente, ce alcătuiesc în anumite proporții structura curelei).

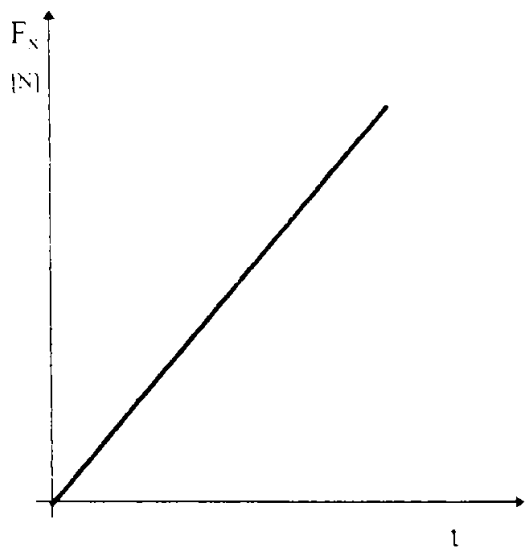
Încărcarea curelei se face cu o forță variabilă în timp (vezi Fig. 6.6.b) - tip semnal rampă - având valoarea maximă $F_{max}(p_b, b_s) = 4000 N$.

Schema cinematică a standului pe care se realizează încercarea este prezentată în Fig. 6.7. Principalele părți componente ale standului sunt :

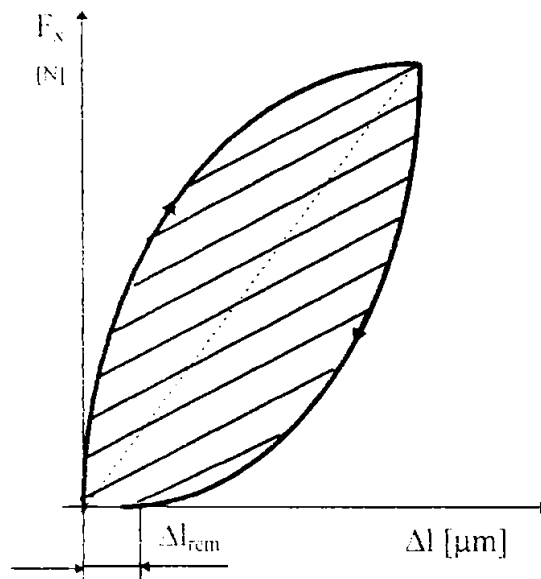
- două roți identice ($i = 1$) având dimensiunile dependente de tipul profilului : roata (6) se rotește liber în jurul arborelui mobil ca poziție, iar roata (9) se rotește liber în jurul arborelui fix ca poziție;



a).



b).



c).

Fig. 6.6. Schema bloc a încercării statice pentru determinarea caracteristicii elastice a curelei.

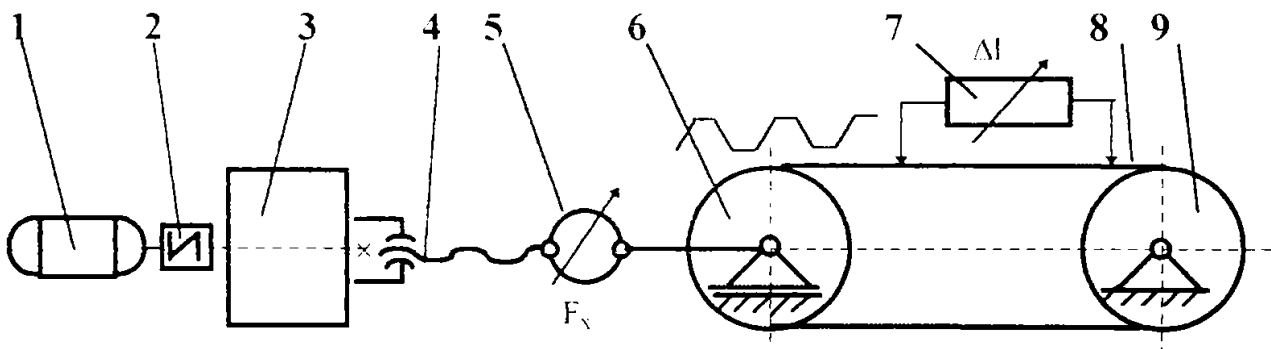


Fig. 6.7. Schema cinematică a standului pentru determinarea caracteristicii elastice.

- sistemul de încărcare cu forță F_x (p_b, b_s) alcătuit din motorul (1), reductorul melcat (3) și șurubul de tracțiune (4), capabil să asigure încărcarea cu o viteză controlată $v \equiv 5\text{mm/min}$ [K20] :

- dinamometrul (5) pentru măsurarea forței, cuplat la un sistem de înregistrare;

- traductorul de deplasare (7) atașat curelei cu baza $a \in [2;10] \cdot p_b$ [mm], cu ajutorul căruia se determină valoarea alungirii corespunzătoare forței de încărcare.

Cureaua (8) se montează pe cele două roți, după care la instalare se rotește cu minim două rotații în jurul roților pentru a se asigura angrenarea corectă pe arcele de înfășurare și poziționarea în raport cu linia centrelor, după care se aplică o forță de încercare și se înregistrează dependența $\Delta l = f(F_x)$ (v. Fig. 6.6.c) , unde Δl reprezintă variația de pas însumată pe bază de testare .

Prin prelucrarea informațiilor date de dependența $\varepsilon = f(F_x)$ se determină variația pasului de bază Δp_b , indicând și valoarea maximă a forței de tracțiune pentru care pasul da bază se menține încă în limitele funcționale fără a se constata alungiri permanente periculoase. De asemenea se obține valoarea modulului de elasticitate la tracțiune al curelei (care diferă de modulele de elasticitate ale elementelor componente ce intervin în anumite proporții la structura de ansamblu a curelei).

Modul de prelucrare a datelor experimentale în vederea obținerii informațiilor precizate anterior va fi prezentat în § 6.2.

c). Determinarea portanței reciproce a cordajului și danturii curelei sincrone.

În cadrul acestei încercări se determină forța de tracțiune care produce ruperea curelei, respectiv forța care produce forfecarea și/sau strivirea danturii curelei (dacă $z_{1,2} \leq z_c$). Și în acest caz se testează cureaua integrală.

Schema bloc a încercării pentru determinarea portanței reciproce a cordajului și danturii curelei sincrone este prezentată în Fig. 6.8, iar schema cinematică a standului pe care se realizează încercarea în Fig. 6.9. Principalele elemente care intră în componența standului sunt :

- două roți identice ($i = 1$) având dimensiunile dependente de tipul profilului ; roata (6) este fixată pe arborele mobil, iar roata (9) este solidară cu arborele fix. Poziția lor se verifică inițial.
- sistemul de încărcare și dinamometrul sunt identice cu cele de la standul pentru determinarea caracteristicii elastice a curelei la întindere.
- două role presoare (7) și (10) cu ajutorul cărora se modifică numărul de dinți z_c ai curelei (8) aflați în angrenare cu roțile (6) și (9).

Pentru încercarea de rupere la tracțiune a curelei, se montează cureaua (8) pe cele două roți de curea (6) și (9), amplasând astfel rolele încât $z_c > 6$ (situație în care forța maximă suportată de curea este limitată de rezistența la rupere a curelei). În această situație, ramura superioară a transmisiei prin curele este solicitată la tracțiune, cealaltă ramură fiind liberă. În continuare se aplică o forță F_x până când cureaua se rupe.

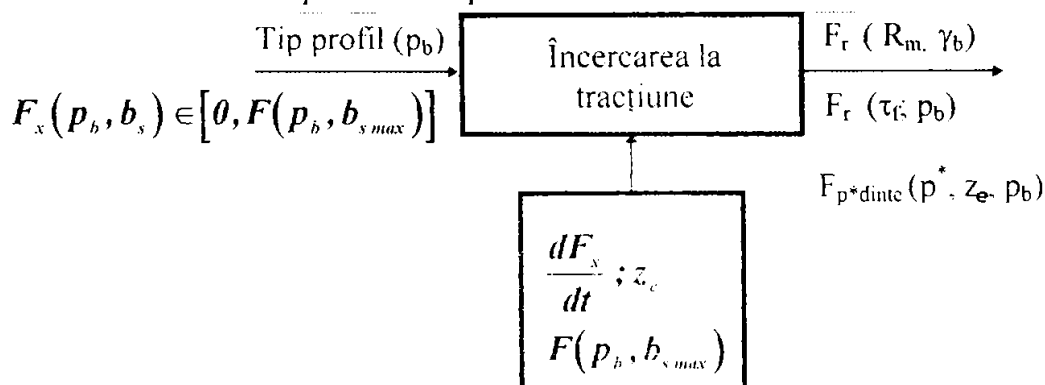


Fig. 6.8. Schema bloc a încercării la tracțiune a curelei.

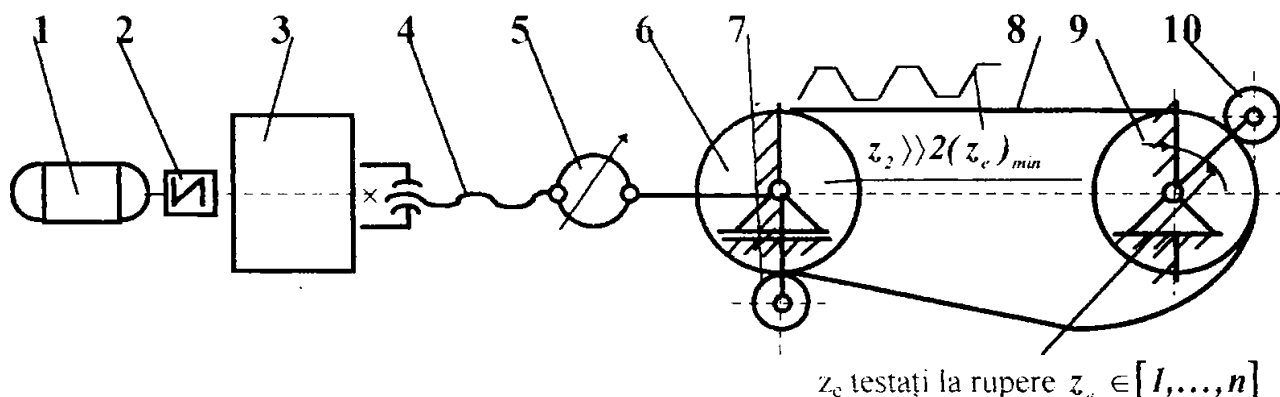


Fig. 6.9. Schema cinematică a standului pentru încercarea la tracțiune a curelei.

Pentru verificarea rezistenței la forfecare și strivire a dinților curelei, se montează cureaua (8) pe roata (6), amplasând rola presoare (7) astfel încât $z_c > 6$, iar roata pe (9) se poziționează rola presoare (10) astfel încât aici $z_c = 1$ și se aplică forța de încărcare, urmărind la ce valoare a acesteia apare fenomenul de forfecare și strivire a dintelui curelei. Încercările continuă în același fel încât, la roata (9) să avem $z_c \in [1, \dots, n]$, unde n reprezintă numărul de dinți aflați în angrenare cu roata (9) de la care distrugerea curelei se produce datorită ruperii prin tracțiune a cordajului. Se va putea stabili astfel care este valoarea limită a lui z_c pentru care se obține echiponanța determinată de ruperea la tracțiune a cordajului și distrugerea dintelui prin forfecare / strivire la curele cu același pas, lățime și structură.

Informațiile obținute constituie date de bază pentru proiectarea transmisiilor prin curele sincrone controlând totodată tehnologia de fabricație și structura de rezistență.

d). Durabilitatea tehnologică

În cadrul acestei încercări comparative efectuată conform prescripțiilor date de normele JIS K 6323 și ASM B5-B55 se determină durabilitatea pentru un eșantion de curea (segment decupat).

Schema bloc a încercării de durabilitate tehnologică este prezentată în Fig. 6.10, iar schema cinematică a standului pe care se execută încercarea în Fig. 6.11.

La acest experiment este important ca raportul d_w / h_s să se mențină constant, indiferent de tipul profilului (motiv pentru care se corelează diametrul d_w cu pasul de bază p_b - h_s este dependent de p_b).

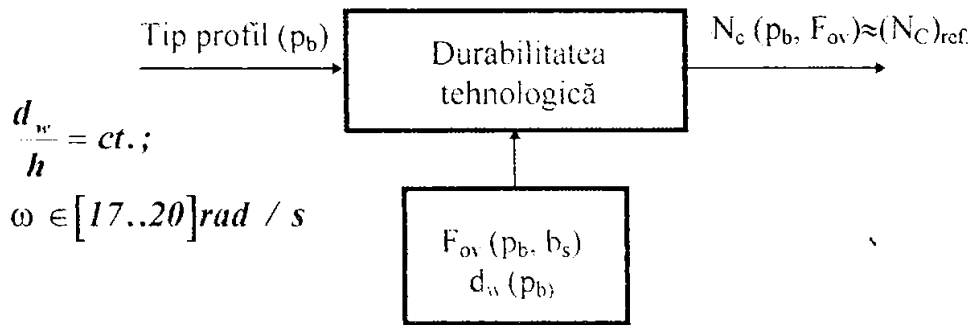


Fig. 6.10. Schema bloc a încercării de durabilitate tehnologică.

Eșantionul de curea (3) se așează pe roata de curea (1) astfel încât unghiul de înfășurare să fie aproximativ 170° , și se ghidează cele două ramuri ale curelei cu roțile (4). Se reglează apoi poziția greutății G la o distanță b_x , convenabilă față de articulație astfel încât, dependent de raportul b_x / a se obține la capătul opus o forță F_{ax} necesară pentru a avea în ramurile curelei efortul de pretensionare inițială $F_{ov}(p_b)$.

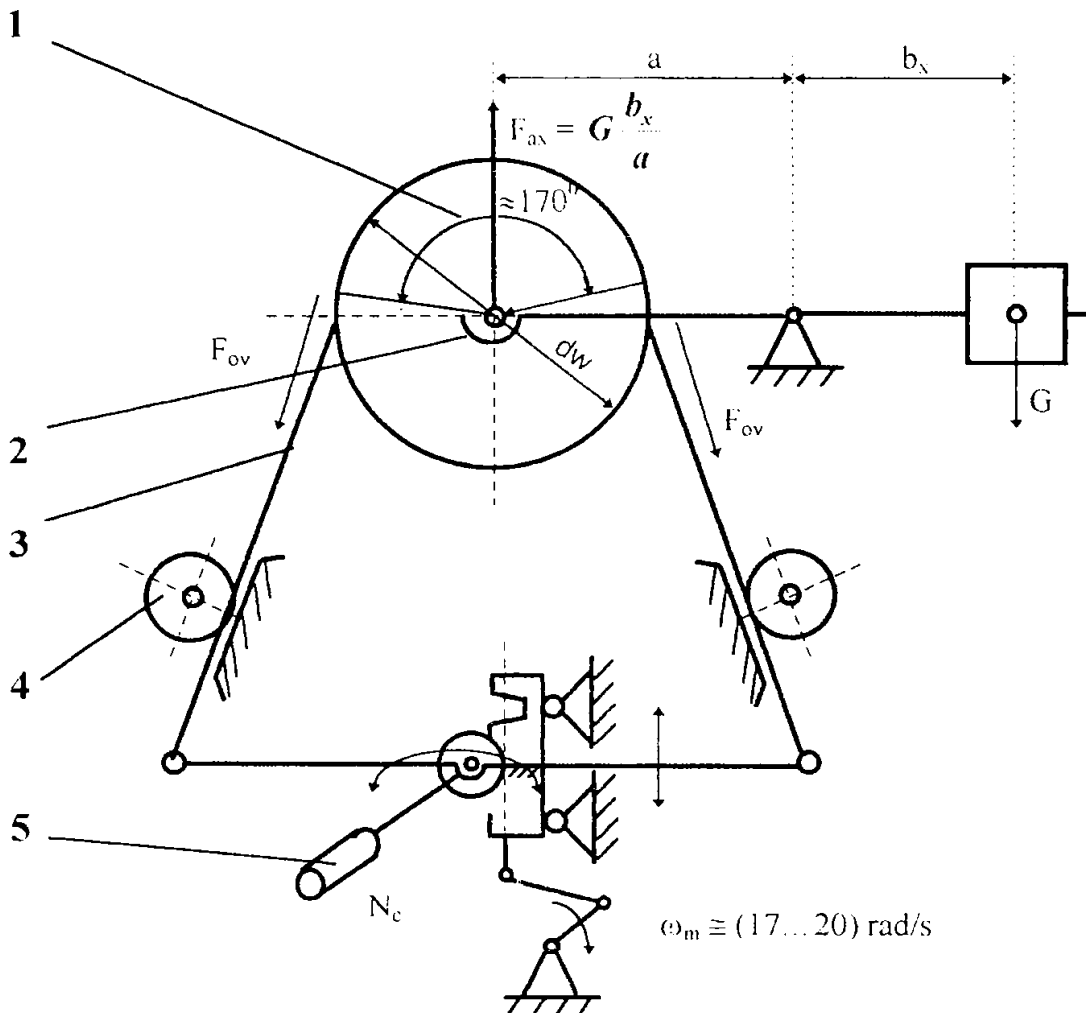


Fig. 6.11. Schema cinematică a standului pentru determinarea durabilității tehnologice (convenționale).

Mecanismul se acționează de la un moto-reductor prin intermediul unei biele și a unui excentric.

Numărul de cicluri de solicitare N_c până la rupere se contorizează la contorul (5) și se compară cu un număr de cicluri de bază. Cureaua se consideră corespunzătoare dacă :

$$N_c \geq N_b = 15 \cdot 10^3 \text{ cicluri.}$$

e). Încercarea la fluaj - relaxare.

Schema bloc a încercării la fluaj-relaxare este indicată în Fig. 6.12, iar schema cinematică a dispozitivului utilizat este reprezentată în Fig. 6.13.

Dispozitivul de încercare la fluaj-relaxare are în componența sa două roți, una fixă (1) și una mobilă în lungul liniei axelor (2), un scripete diferențial (4) pentru micșorarea greutății G necesar a fi aplicată pentru obținerea efortului $F_x(p_b, b_s)$ în curea, mecanismul de indexare (5) și extensometrul (6).

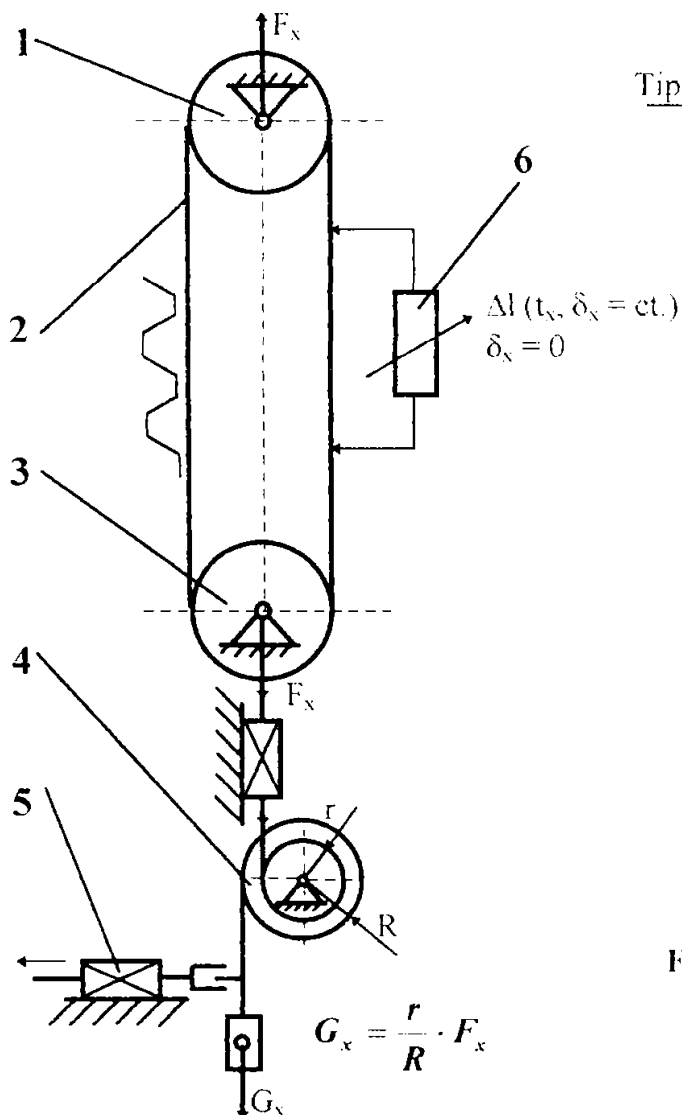


Fig. 6.13. Schema cinematică a dispozitivului de încercare la fluaj - relaxare.

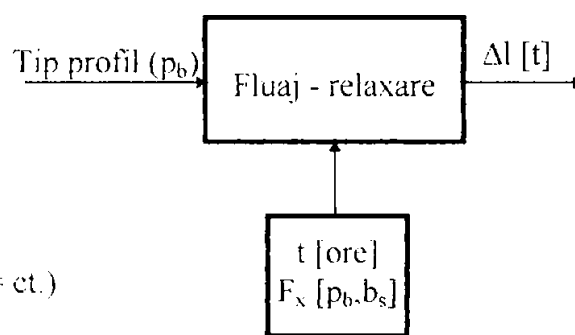


Fig. 6.12. Schema bloc a încercării la fluaj - relaxare.

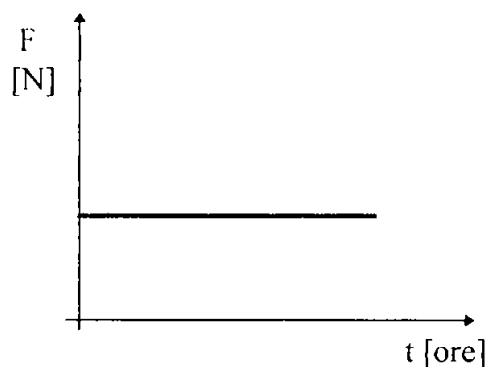


Fig. 6.14. Tipul de semnal inițial pentru încercarea de fluaj .

Înainte de a începe experimentul, se blochează greutatea G_x cu ajutorul mecanismului de indexare, apoi se montează cureaua pe cele două roți și se atașează extensometrul pe una dintre ramurile libere ale curelei. Prin deblocarea mecanismului de indexare se aplică forța $F_x(p_b, b_s)$ de tipul unui semnal treaptă (v. Fig. 6.14). Se menține greutatea G_x aplicată în timp t , urmărindu-se concomitent variația $\Delta l(t)$ atât pentru faza inițială la aplicarea bruscă a greutății cât și în intervalul de timp $t \leq 24h$. Apoi se suprimă forța F blocând din nou greutatea și se urmărește curba de revenire, înregistrând în continuare evoluția deformației $\Delta l(t)$.

6.1.3. Studii efectuate pe ansamblul transmisiei.

În această categorie sunt incluse : durabilitatea la oboseală, determinarea capacității de încărcare, a randamentului și efectului poligonal.

a). Durabilitatea la oboseală.

Încercarea se efectuează pentru transmisia standard în circuit energetic deschis sau închis.

Schema bloc a încercării de durabilitate la oboseală este prezentată în Fig. 6.15, iar schema cinematică pentru standul în circuit deschis, în Fig. 6.16.

Standul în circuit energetic deschis pentru determinarea durabilității la oboseală este alcătuit din :

- două roți de curea având dimensiunile identice (dependente de pasul de bază) (2) fixată pe arborele motorului (1), respectiv (6) montată pe arborele de susținere al frânei (8) ;
- motorul electric de acționare (1) ;
- frâna electromagnetică cu indicație (8) (cu rol de consumator) și sistemul de măsurare a cuplului T ;
- echipament pentru măsurarea vitezei unghiulare (3) ;
- numărătorul pentru înregistrarea numărului de cicluri de funcționare.

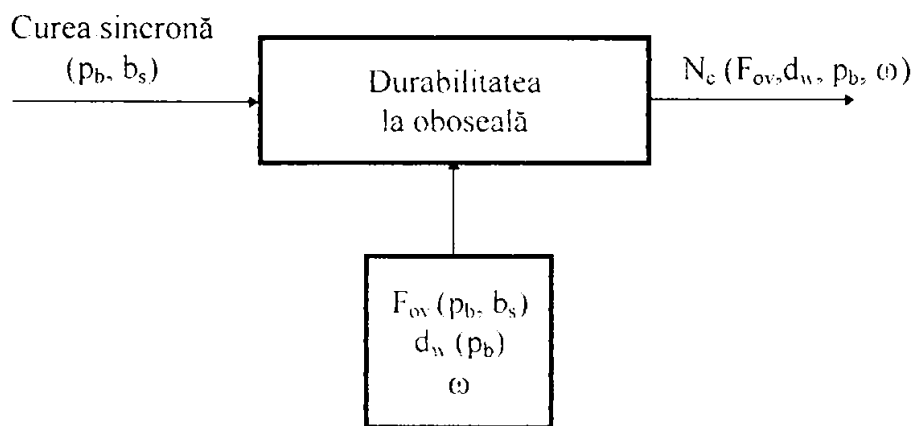


Fig. 6.15. Schema bloc a încercării de durabilitate la oboseală.

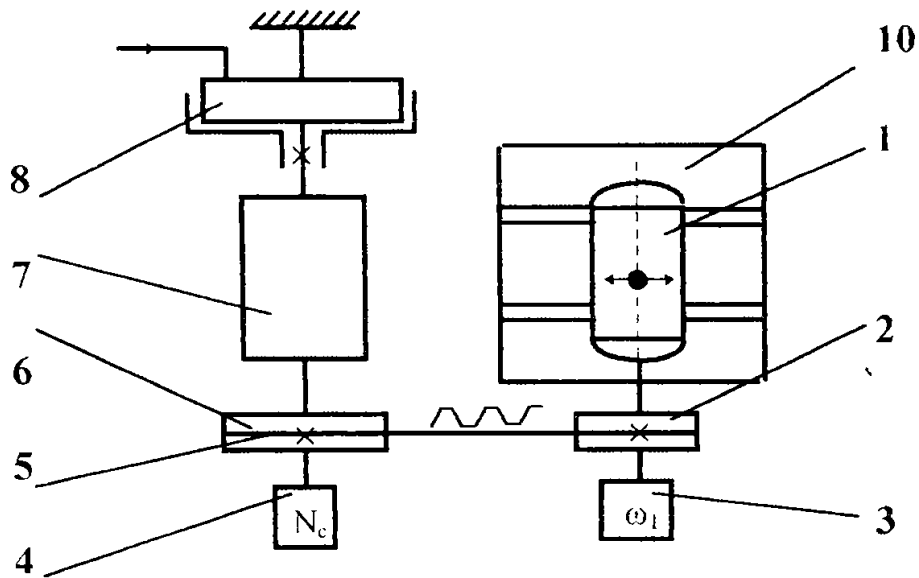


Fig. 6.16. Schema cinematică a standului în circuit deschis pentru determinarea durabilității la oboseală.

Cu ajutorul standului prezentat se poate determina durabilitatea la oboseală funcție de următorii parametri: efortul inițial de tensionare (F_{ov}) (instalat prin deplasarea motorului (1) pe suportul (10), determinată de șurubul de mișcare (9)), gradul de curbare d_w / h_s (prin modificarea diametrului).

b). Capacitatea de tracțiune.

Încercarea se efectuează pentru transmisia standard ($i \neq 1$) în scopul evidențierii efectului poligonal.

Schema bloc a încercării este prezentată în Fig. 6.17, iar schema cinematică a standului în Fig. 6.18.

Cureaua (8) se montează pe cele două roți de curea (4) și (7) ($i \neq 1$), se aplică apoi forța de tensionare inițială F_{ov} (p_b, b_s), se pornește motorul de acțiune (1) reglându-se regimul de încărcare prin intermediul frânei electromagnetice cu inducție (10).

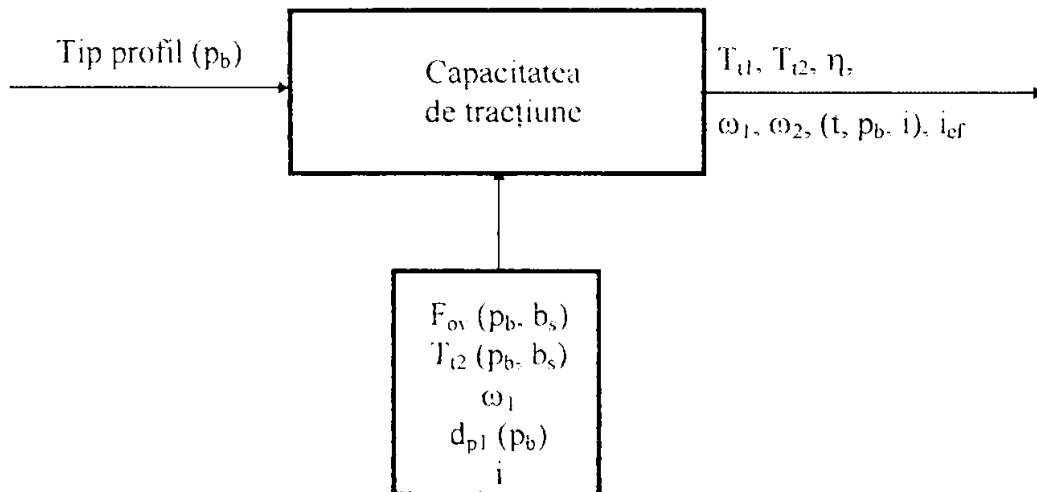


Fig. 6.17. Schema bloc a încercării pentru determinarea capacității de tracțiune.

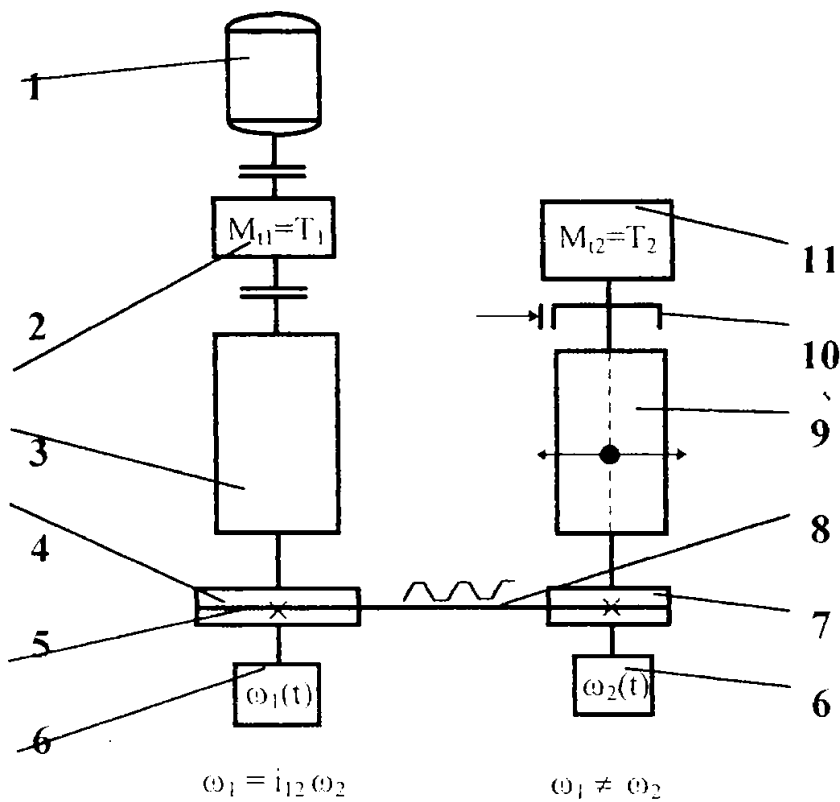


Fig. 6.18. Schema cinematică a standului pentru determinarea capacității de tracțiune.

Cu ajutorul torsiometrelor (2) și (11) se măsoară valorile cuplurilor la arborele motor respectiv condus $M_{1,2} = T_{1,2}$, date prin intermediul cărora rezultă în final randamentul transmisiei.

Totodată se va încerca evaluarea ponderii momentului transmis prin frecare față de $T_{1,2}$.

Prin intermediul echipamentelor de control în timp a vitezei unghiulare (5) și (6) se determină valorile momentane ale ω_1 și ω_2 , rezultând raportul de transmitere efectiv $i_{ef} = \omega_1 / \omega_2$. Datele experimentale se vor compara cu cele determinate la § 4.2.2.

Pentru a pune în evidență efectul poligonal este necesar ca ω_2 să fie măsurată cu precizia foarte mare (1 : 5000; 1 : 1000 rad / s) înregistrându-se în final $\omega_2 = \omega_2(t)$ (v. Fig. 6.19).

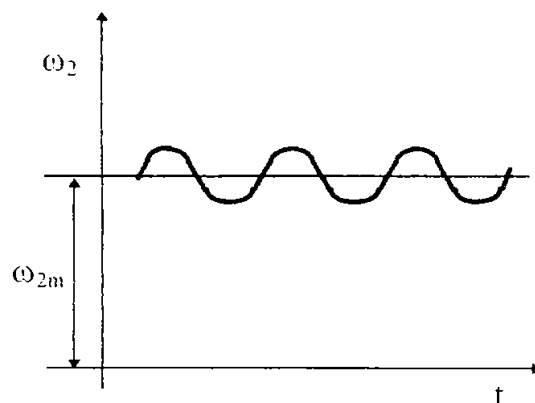


Fig. 6.19. Semnalul pentru variația vitezei unghiulare la roata condusă.

6.2. Determinarea experimentală a caracteristicii elastice a curelelor sincrone.

6.2.1. Traductorul pentru măsurarea deplasărilor.

Metoda aleasă pentru măsurarea alungirilor ramurii curelei sub acțiunea forței de tracțiune, prin amplasarea traductorului de deplasare direct pe ramura curelei (v. § 6.1.1) asigură măsurarea alungirilor reale ale curelelor.

Pragul de sensibilitate impus acestui traductor este de un micrometru.

Pentru măsurarea deplasărilor a fost aleasă tensometria electrică la care prin intermediul unor traductoare se transformă variațiile deformațiilor mecanice în variații ale unei mărimi electrice. Utilizarea acestei metode este justificată de avantajele sale care :

- ◆ permit măsurarea fără a modifica în final forma, dimensiunile și structura curelei sincrone supuse cercetării;
- ◆ permit executarea de măsurări în condiții reale de desfășurare a procesului de cercetare a caracteristicii sarcină - deformație a curelelor sincrone;
- ◆ asigură, prin folosirea aparatajului electronic, o sensibilitate și o precizie mult mai mare decât metodele mecanice, optice, acustice sau pneumatice;
- ◆ prin utilizarea aparatajului electronic, care practic este lipsit de inerție, permite măsurarea și înregistrarea fenomenelor a căror variație este foarte rapidă.

Dintre variantele de traductoare de deplasare s-a optat pentru traductorul diferențial inductiv cu miez mobil.

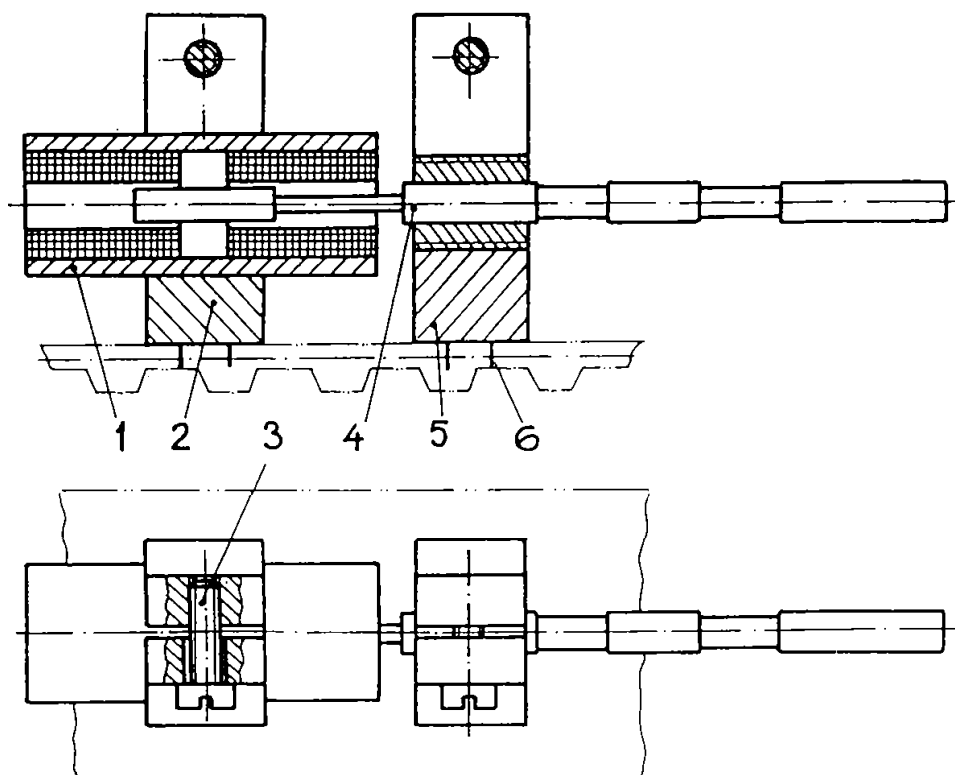


Fig. 6.20. Traductorul pentru măsurarea alungirilor.

La realizarea traductorului inductiv pentru măsurarea alungirilor curelei sincrone (v. Fig. 6.20) au fost folosite bobina diferențială (1) și miezul mobil (4) aparținând unui divizor inductiv fabricat de IEMI.București (capabil să măsoare deplasări până la doi milimetri).

Bobina diferențială (1) și miezul mobil (4) sunt instalate în suportii (2), respectiv (5) față de care mențin o poziție fixă, obținută prin intermediul șuruburilor de blocare (3). Fixarea suportilor (2) și (5) pe extradadosul curelei, la distanța impusă de baza de referință, se face prin intermediul piciorușelor (6).

Traductorul este conectat în semipunte $2T(L)$ (v.Fig. 6.21) la o punte tensometrică în construcție modulară, având în componență :

- ◆ amplificatorul de măsură cu frecvența purtătoare N 2314;
- ◆ blocul de alimentare și afișare numerică N 2323;
- ◆ blocul de calibrare N 2338.

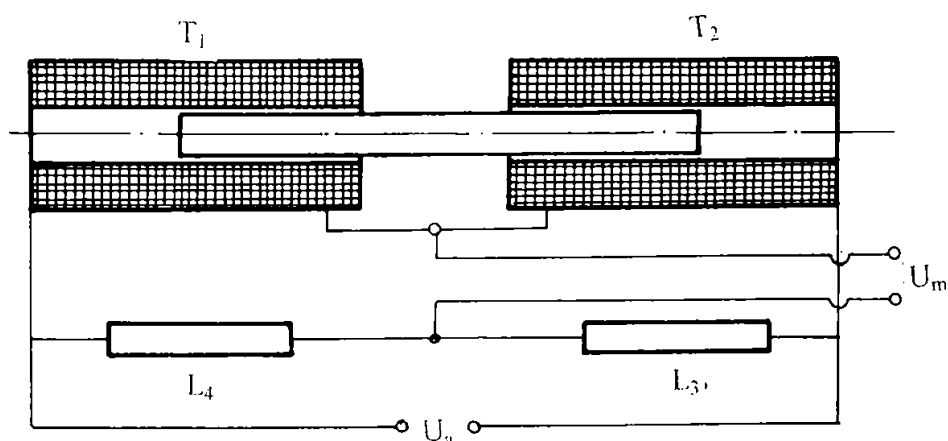


Fig. 6.21. Schema de conectare a traductorului.

Înainte de extragerea bobinei și miezului, divizorul inductiv a fost etalonat în scopul de a obține caracterul dependenței dintre deplasarea impusă și modificarea de tensiune indicată indirect prin incrementele afișate la blocul de afișare numerică al punții tensometrice. Pentru etalonare, divizorul inductiv a fost instalat pe un dispozitiv prevăzut cu șurub micrometric și i s-au impus deplasări în trepte cu valoarea de 0,05 mm. Pe durata etalonării traductorul a fost conectat la puntea tensometrică și semnalul preluat de aceasta a fost prelucrat și transferat la axa x a sistemului de înregistrare.

Valorile medii pentru semnalul de răspuns afișat la puntea tensometrică ale celor zece încercări efectuate prin comprimare - decomprimare (pornind de la poziția palpator liber până la cea de palpator blocat) a divizorului inductiv sunt indicate în Tabelul 1.A4.

Diagrama de etalonare a divizorului inductiv IEMI București este prezentată în Fig. 6.22.

Analiza valorilor obținute și a diagramei de etalonare a pus în evidență existența unei porțiuni în care dependența este liniară. Această porțiune se extinde de la indicația la puntea tensometrică -39.05 incremente până la + 41.10 incremente însumând o deplasare de aproximativ 0,75 mm, ceea ce reprezintă cca. 40% din domeniul de deplasare al traductorului. Coeficientul de corelație $r = 0,99999$ obținut (prin prelucrarea datelor menționate vezi Tabelul 1.A4. - valorile marcate cu * prin metoda regresiei liniare) confirmă caracterul liniar al dependenței analizate.

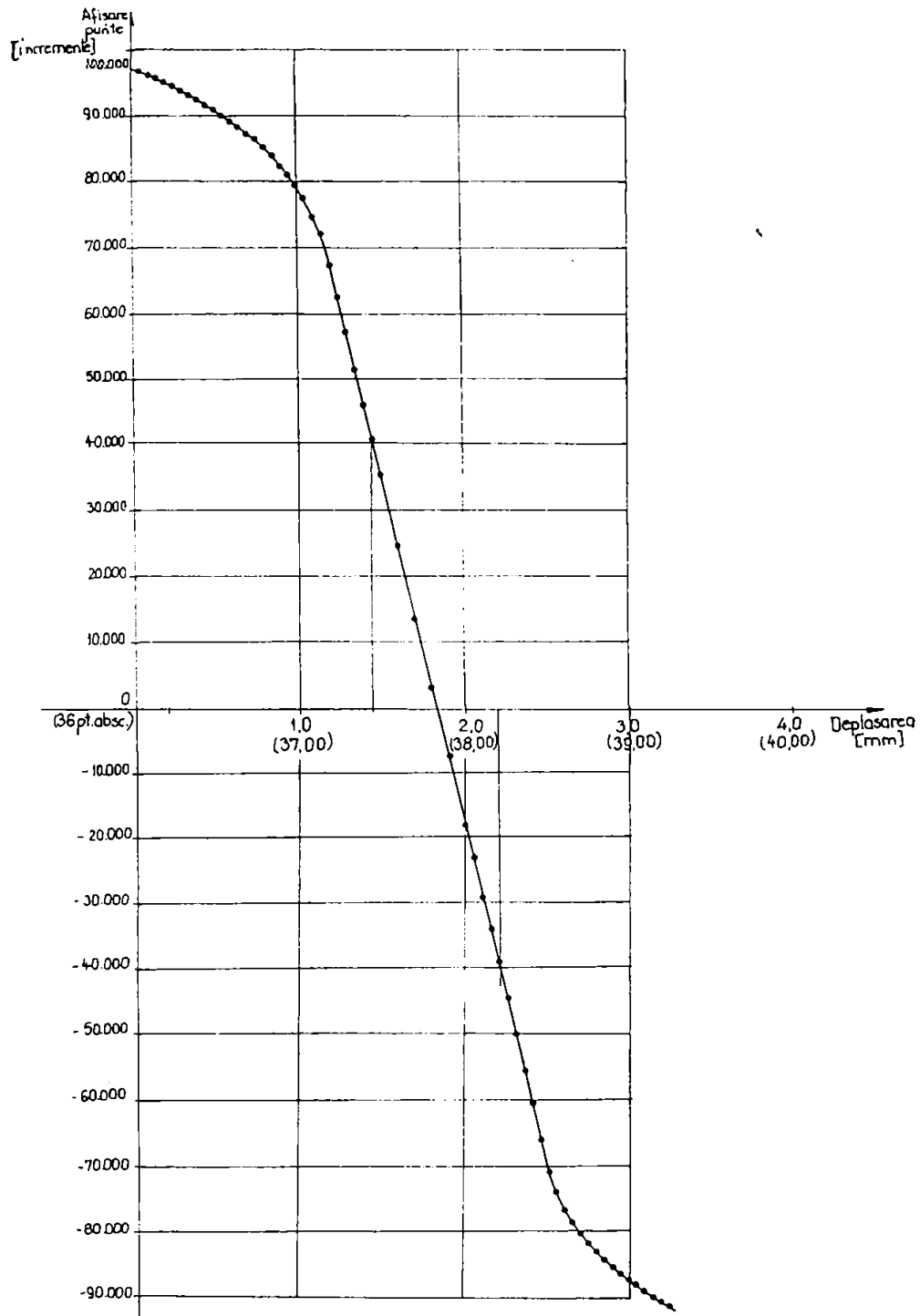


Fig. 6.22. Diagrama de etalonare a divizorului inductiv IEMI București.

Etalonarea traductorului inductiv de deplasare conceput s-a făcut tot pe dispozitivul cu șurub micrometric, pentru trei trepte de amplificare la puntea tensometrică. Valorile medii pentru cele zece șiruri de măsurători efectuate sunt indicate în Tabelul 2.A4 (la etalonare s-a poziționat miezul în bobină până la obținerea valorii minime pentru domeniul liniar, (-30.00 v. Fig. 6.22), după care puntea a fost reglată din nou la zero).

Rezultatele calculelor statistice specifice pentru cele trei situații sunt prezentate în Tabelul 6.3, iar valorile coeficienților $m_1, m_2, m_3, n_1, n_2, n_3$ ai ecuațiilor (6.6 a, b, c) și coeficienții de corelație sunt indicați pe fiecare din cele trei diagrame de etalonare (v. Fig. 6.23 a, b, c)

$$\bar{Y}_1 = m_1 \cdot \bar{X}_1 + n_1 \tag{6.6 a}$$

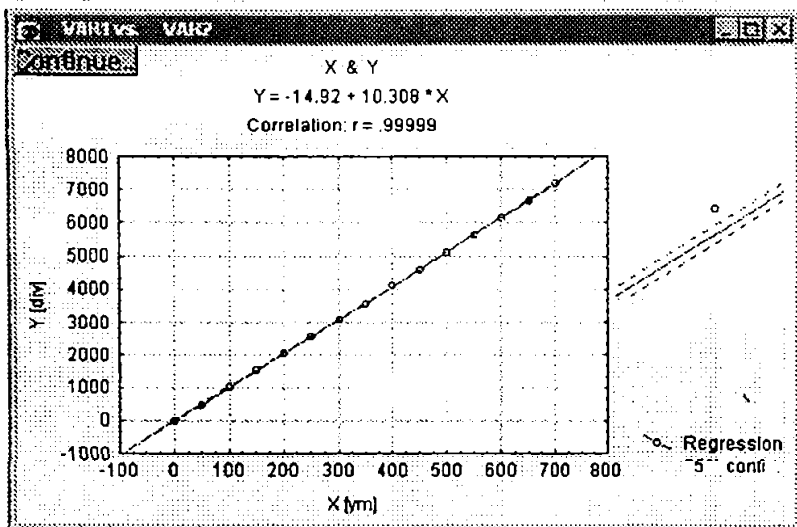
$$\bar{Y}_2 = m_2 \cdot \bar{X}_2 + n_2 \tag{6.6 b}$$

$$\bar{Y}_3 = m_3 \cdot \bar{X}_3 + n_3 \tag{6.6 c}$$

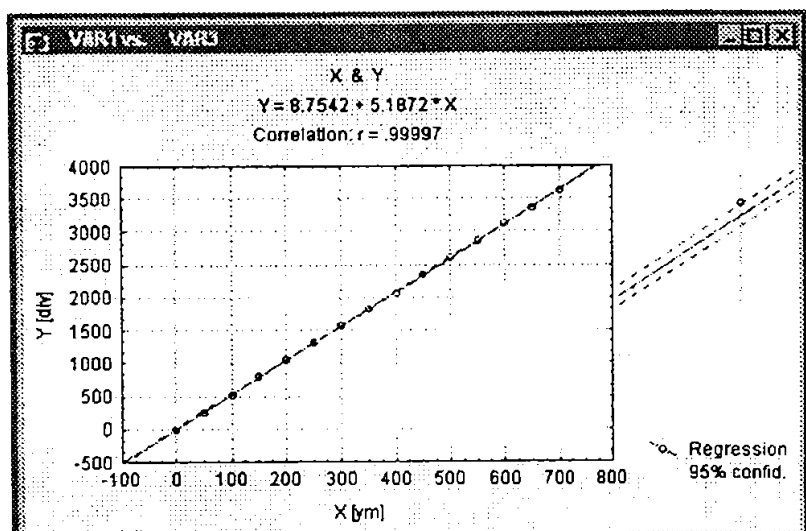
Tabelul 6.3.

Descriptive Statistics (new data)								
Variable	Valid N	Mean	Confid. 95.00%	Confid. +95.00%	Minimum	Maximum	Std. Dev.	Standard Error
YAP1	15	350.000	226.171	473.829	0.00	700.000	223.607	57.7350
YAP2	15	3592.800	2316.379	4869.221	0.00	7178.000	2304.918	595.1272
YAP3	15	1824.267	1181.925	2466.609	0.00	3623.750	1159.919	299.4899
YAP4	15	1765.480	1144.259	2386.701	0.00	3503.500	1121.779	289.6421

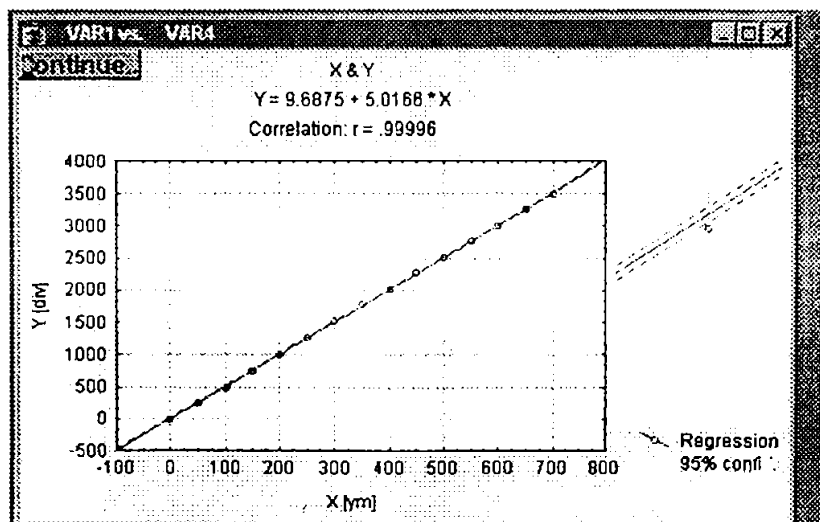
Pragul de sensibilitate al traductorului inductiv de deplasare realizat este 0.1 μm pentru prima treaptă de amplificare, respectiv 0,2 μm pentru a doua și a treia treaptă de amplificare, deci sensibilitatea lui este mai mare decât cea impusă (pragul de sensibilitate necesar un micrometru).



a). Varianta 1



b). Varianta 2

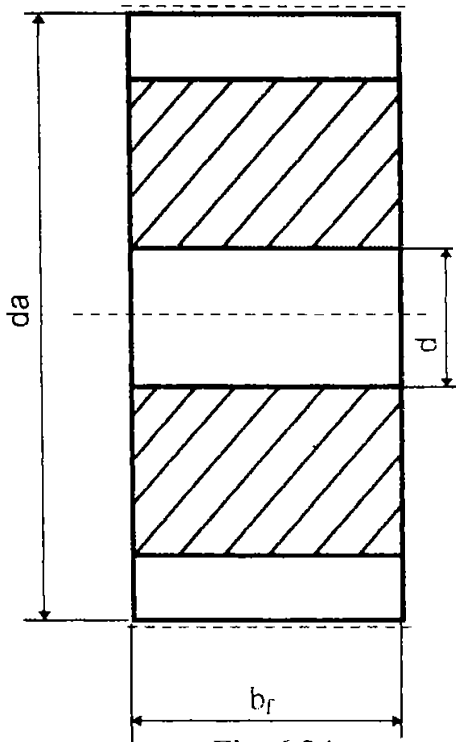


c). Varianta 3.

Fig. 6.23. Diagramele de etalonare a traductorului inductiv de deplasare.

6.2.2. Standul pentru determinarea experimentală a caracteristicilor elastice a curelelor sincrone.

Transmisia de referință are raportul de transmitere $i = 1$, iar roțile de curea, amplasate una pe arborele fix, cealaltă pe arborele mobil, se pot roti liber în jurul arborelui care le susține. Forma și dimensiunile roților de curea sunt prezentate în Fig. 6.24 și Tabelul 6.4.



Principalele dimensiuni ale roților de curea.

Tabelul 6.4.

Profilul	p_b [mm]	z [mm]	d_w [mm]	d_a [mm]	d [mm]	b_f [mm]
XL	5,080	36	58,21	57,70	25	80
L	9,525	22	66,70	65,94	25	80
H	12,700	16	64,68	63,31	25	80
XH	22,225	18	127,34	124,55	25	80
H	7		3	2		

Fig. 6.24.

Forma și dimensiunile roților de curea.

Standul proiectat pentru studiul dependenței sarcină - deformare a fost realizat în varianta a cărei schemă cinematică este prezentată în Fig. 6.25 și permite testarea curelelor sincrone de tip XL, L, H, XH, XXH cu structura menționată anterior, lățimea $b_s \in [9;76]mm$, pentru distanța între axe $a \in [91;546]mm$ prin aplicarea unei forțe variabile continuu în domeniul $F_x \in [0;4000]N$. Viteza de încărcare - descărcare este $v = 5mm / min \pm 0,5mm / min$.

Principalele elemente componente ale standului - având schema cinematică din Fig. 6.25 - sunt:

- ◆ **Modulul de încărcare** compus din sistemul de acționare alcătuit din motorul electric (1) ($P_{ME} = 0,55kW$; $n = 1350$ rot/min), reductoarele melcate (3) ($i = 25$) și (5) ($i = 16$), cuplate prin intermediul cuplajelor elastice (2), respectiv (4) și sistemul de tracțiune cuprinzând bușa de antrenare (6), piulița de antrenare (7) și șurubul de antrenare (8) (M24×1,5).
- ◆ **Sistemul de măsurare a forței** (cu pragul de sensibilitate de 0,5N) alcătuit din arcul dinamometric (19), divizorul inductiv (18) și amplificatorul de măsură cu frecvență purtătoare N 2314 (20).

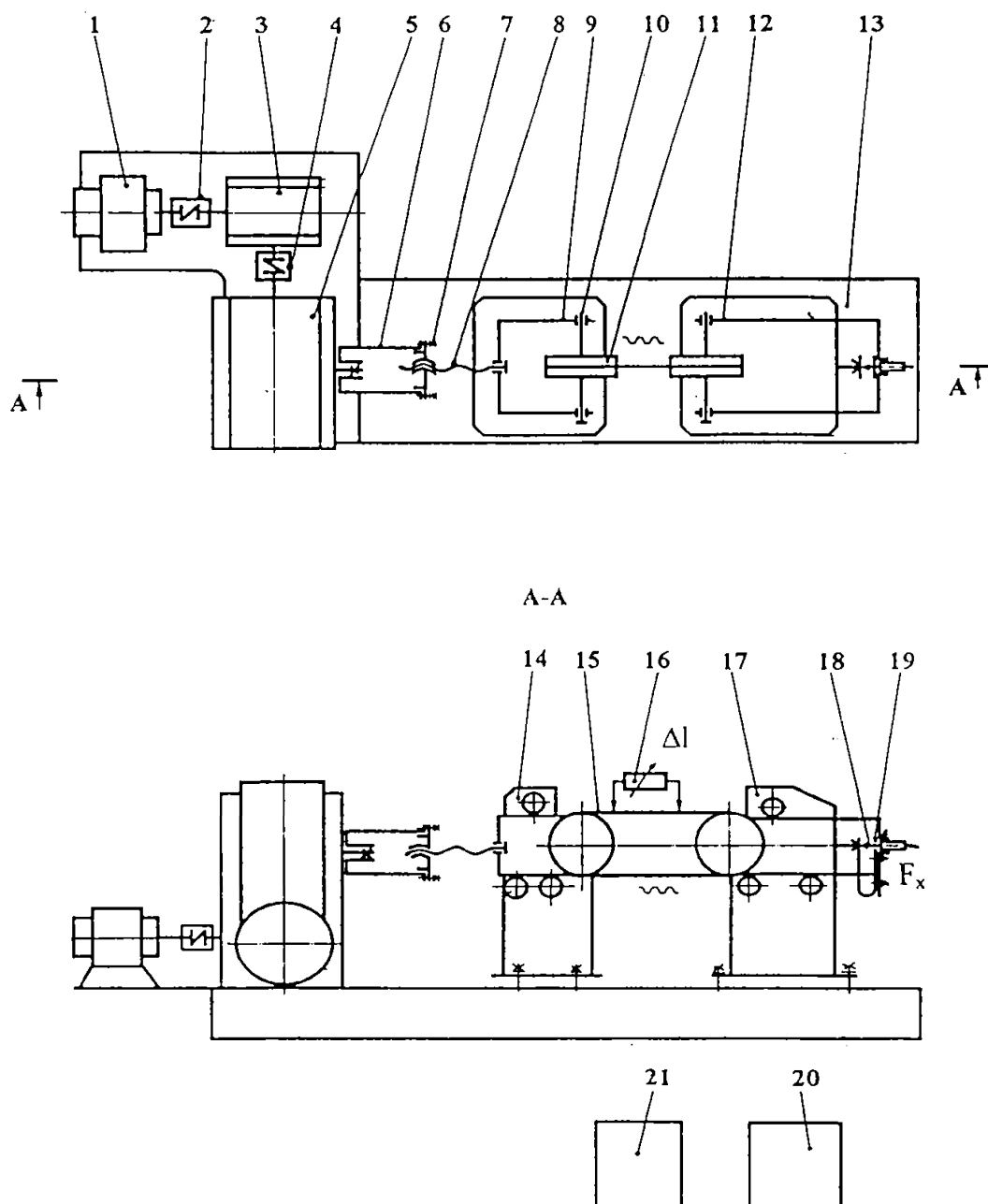


Fig. 6.25. Schema cinematică a standului pentru determinarea caracteristicilor sarcină - deformație a curelelor sincrone.

- ◆ **Traductorul de deplasare** (16) (cu cu pragul de sensibilitate de $0.1 \mu\text{m}$) care se instalează pe curea și este conectat la amplificatorul de măsură cu frecvență purtătoare N 2314 al punții tensometrice (21).
- ◆ **Sistemul de susținere al curelelor sincrone** alcătuit din roțile de curea (11) ($i = 1$) având dimensiunile tipizate conform catalogului de firmă UNIRIYAL POWER - GRIP și ISO 5294 și montate prin intermediul bolturilor (10) în furca mobilă (9), respectiv furca fixă (12) ghidate în suportii (14) respectiv (19).

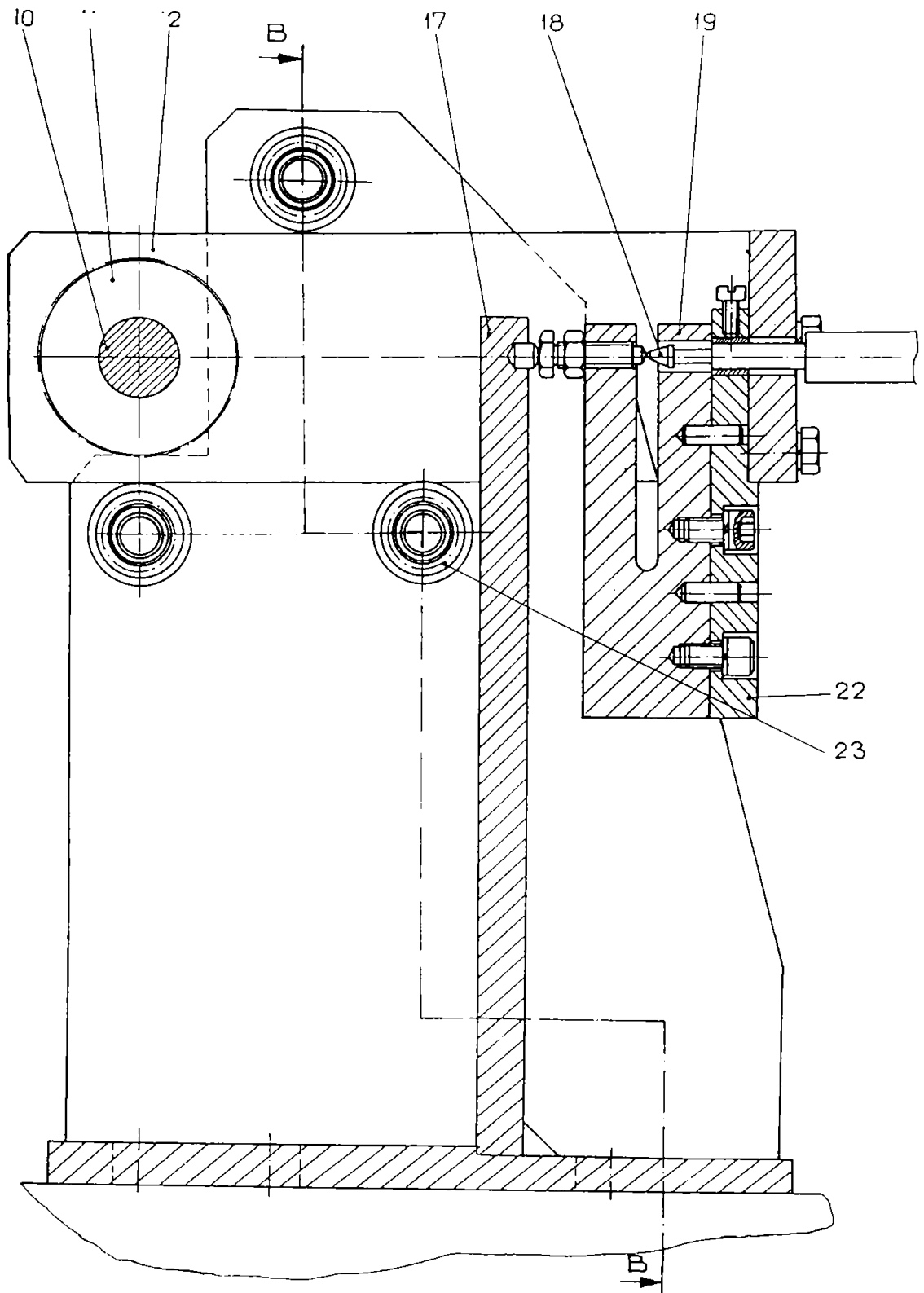


Fig. 6.26. a. Subansamblul suport - furcă - sistem de măsurare al forței de încărcare.

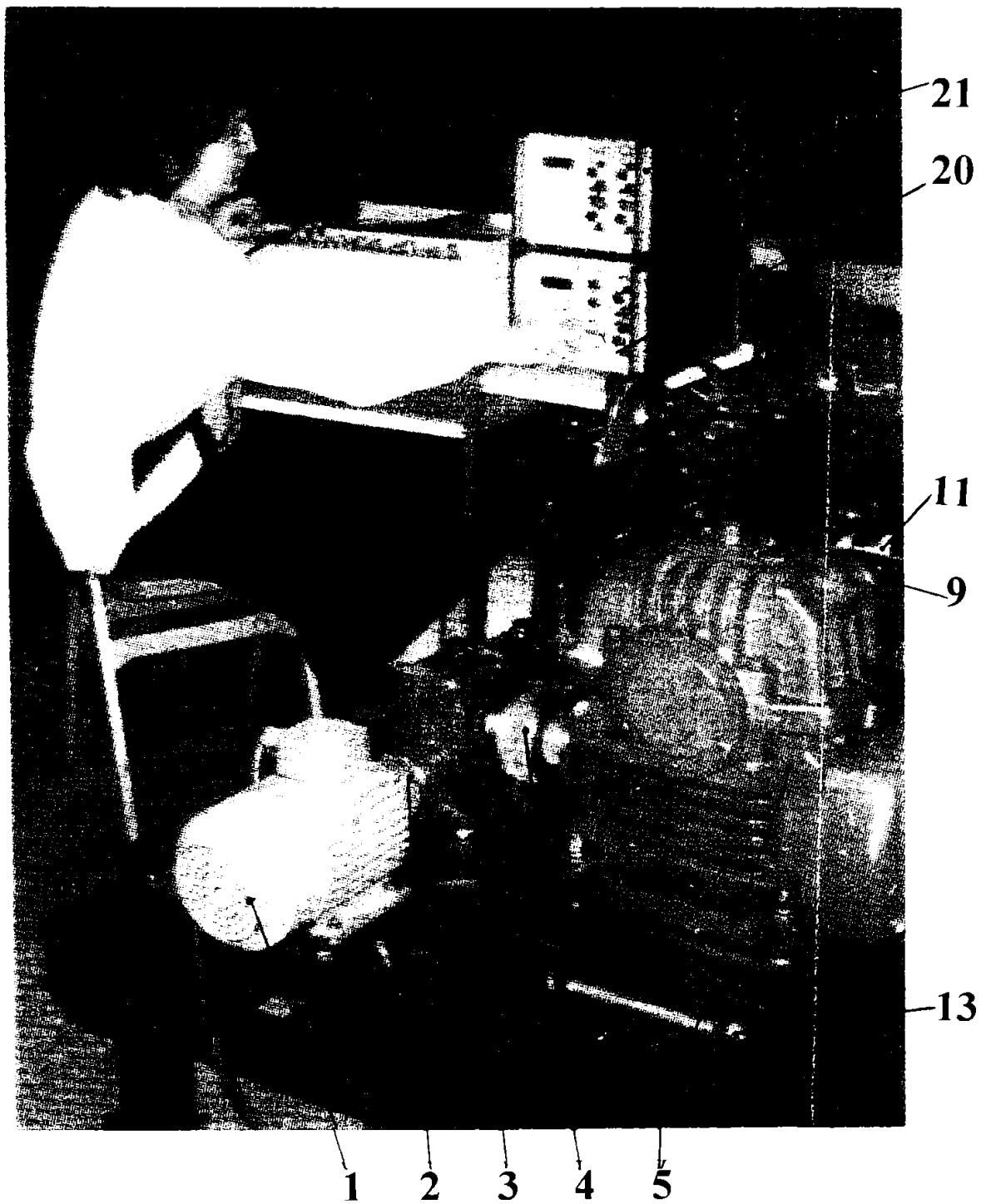


Fig. 6.26. b. Standul pentru caracteristica elastică.

- ◆ **Suportul** (13) pe care se află așezate modulul de încărcare și suportii (14) respectiv (17).

Înregistrarea curbelor de încărcare - descărcare pentru caracteristicile sarcină - deformație se obțin prin conectarea sistemului de măsurare a forței și a traductorului de deplasare la un înregistrator X-Y.

- ◆ **Dinamometrul cu captorul inductiv de deplasare** realizat pentru măsurarea forței de încărcare are în structura lui arcul dinamometric (19) și divizorul inductiv (18), ambele fixate pe furca (12) a standului (v. Fig. 6.25 și 6.26).

Arcul dinamometric de tip arc lamelar cu secțiune constantă cu forma și dimensiunile precizate în Fig. 6.27 și Tabelul 6.5 poate fi echivalat cu o grindă încastrată și încărcată la capătul liber cu forța F_{inc}

Pentru a asigura sensibilitatea corespunzătoare pe tot domeniul de măsurare, standul este dotat cu două variante de arcuri dinamometrice, diferite între ele numai prin lungimea l_x , secțiunea transversală $b_d \times h_d$ și celelalte dimensiuni menținându-se constante. Astfel prima variantă se instalează pe stand pentru forțe de încărcare $F_{inc} \in [0;2000]N$, iar a doua variantă pentru $F_{inc} \in [1500;4000]N$

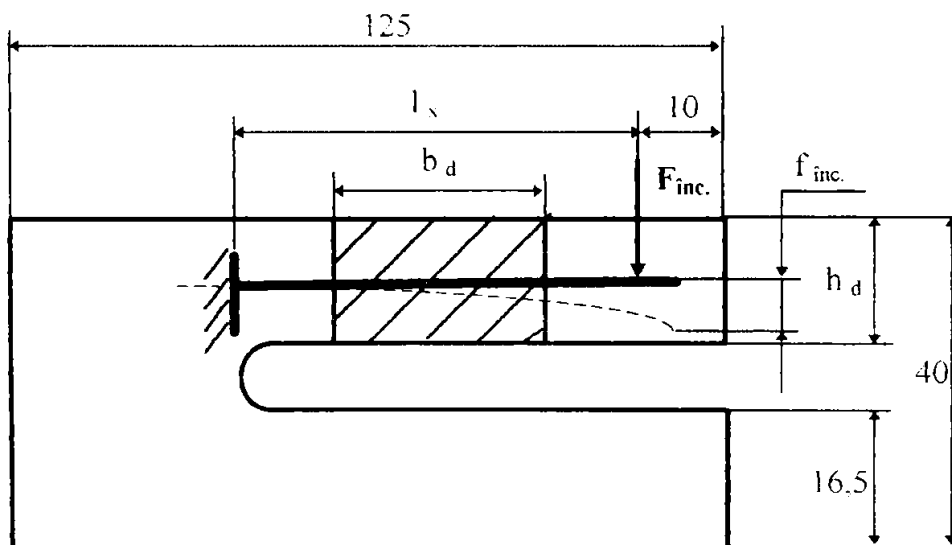


Fig. 6.27. Arcul dinamometric pentru măsurarea forței de încărcare.

Tensiunea de încovoiere σ_i generată în arcul lamelar de forța de încărcare F_{inc} și săgeata f_{inc} , determinată de aceeași forță pe direcția sa de acțiune pot fi calculate pe baza relațiilor :

$$\sigma_i = \frac{6 \cdot F_{inc} \cdot l_x}{b_d \cdot h_d^2} \quad [N] \quad (6.7 a)$$

$$f_{inc} = \frac{4 \cdot F_{inc} \cdot l_x^3}{E \cdot b_d \cdot h_d^3} \quad [mm] \quad (6.7 b)$$

Dimensiunile caracteristice, valoarea tensiunii de încovoiere și a săgeții pentru arcul dinamometric

Tabelul 6.5.

Arcul dinamometric	F _{inc.} [N]	b _d [mm]	h _d [mm]	l _v [mm]	σ ₁ [MPa]	f _{inc.} [mm]
Varianta I	2000	40	16,5	72	77	0,077
Varianta II	4000	40	16,5	52	115	0,582

Etalonarea arcului dinamometric s-a efectuat pe stand în condiții identice cu cele de exploatare și respectând prescripțiile :

- ◆ aplicarea a circa zece cicluri de încărcare - descărcare pe tot domeniul înainte de etalonarea propriu - zisă;
- ◆ pretensionarea cu 10% din forța maximă de încărcare.

Valorile experimentale obținute la etalonarea arcului dinamometric pentru zece șiruri de măsurători încărcare - descărcare au fost prelucrate statistic și rezultatele obținute sunt indicate în Tabelul 6.6 și diagrama de etalonare din Fig. 6.28.

Datele experimentale pentru etalonarea arcului dinamometric

Tabelul 6.6.

Descripție Statistică (n=20)								
Continuare	Valid N	Mean	Confid. -95,000%	Confid. +95,000%	Median	Variance	Std. Dev.	Standard Error
VAR1	20	1050,000	773,119	1326,881	1050,000	350000,	591,608	132,2876
VAR2	20	2094,733	1542,375	2647,090	2111,075	1392909,	1180,215	263,9042

Dreapta de regresie are ecuația (6.8):

$$\bar{Y} = 1,9948675 \cdot \bar{X} + 0,14078 \tag{6.8}$$

coeficientul de corelație r = 0,99996, iar constanta de etalonare C_{dF} = 0,5 N/incr.

Incertitudinea coeficientului de regresie U_{b p%} este dată de relația (6.9):

$$U_{b p\%} = \pm t_{\theta} \sqrt{\frac{S_y^2 - b^2 \cdot S_x^2}{(n - 2) \cdot S_x^2}} \tag{6.9}$$

unde dispersiile S_y² și S_x² se calculează pe baza relațiilor (6.10 a) și (6.19 b):

$$S_x^2 = \frac{1}{n - 1} \left[\sum_{i=1}^n X_i^2 - \frac{1}{n} (\sum X_i)^2 \right] \tag{6.10 a}$$

$$S_y^2 = \frac{1}{n - 1} \left[\sum_{i=1}^n Y_i^2 - \frac{1}{n} (\sum Y_i)^2 \right] \tag{6.10 b}$$

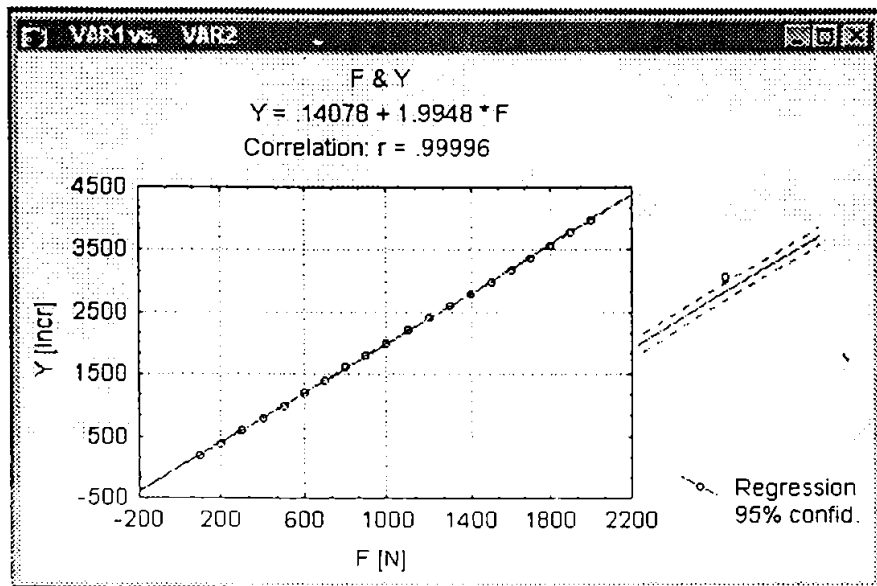


Fig. 6.28. Diagrama de etalonare a arcului dinamometric.

În urma calculelor rezultă $S_x^2 = 3500$, iar $S_y^2 = 1392908,6$ și $U_{b,p\%} = \pm 0,1057123$, ceea ce înseamnă : coeficientul de regresie se află cu o siguranță statistică de $P = 99\%$ în intervalul $[b - U_{b,p\%}, b + U_{b,p\%}] = [1,9842963; 2,0054387]$.

Incertitudinea maximă pentru Y, datorată incertitudinii de stabilire a coeficientului de regresie b :

$$U_{Y,p\%} = U_{b,p\%} (X_{max} - \bar{X}) \quad (6.10 c)$$

$$U_{Y,p\%} = 10,04$$

Incertitudinea maximă pentru Y, datorită incertitudinii valorii medii \bar{Y}

$$U_{Y,Y} = \pm U_{b,p\%} \sqrt{S_x^2 \left(\frac{n-1}{n} \right) + (X_{max} - \bar{X})^2} \quad (6.10 d)$$

$$U_{Y,Y} = \pm 11,747866$$

Considerând cele două incertitudini corelate, rezultă incertitudinea globală:

$$U_{\Sigma Y} = \pm U_{b,p\%} (X_{max} - \bar{X}) \cdot \left[1 + \sqrt{\frac{S_x^2 (n-1)}{n(X_{max} - \bar{X})^2} + 1} \right] \quad (6.10 e)$$

$$U_{\Sigma Y} = \pm 21,79$$

Clasa de exactitate a mijlocului de măsurare:

$$\delta_r = \pm \frac{U_{\Sigma Y}}{Y_{max}} \cdot 100 \quad [\%]$$

$$\delta_r = \pm 0,548\%$$

6.2.3. Cercetarea experimentală.

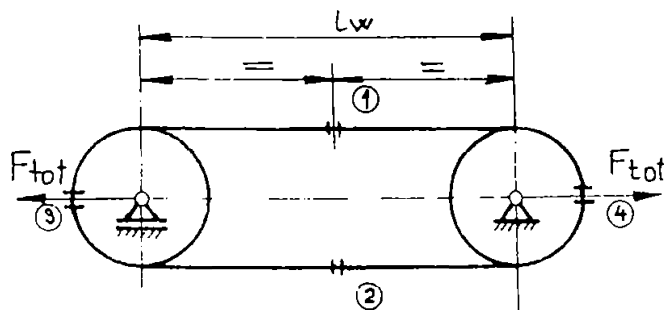
Pentru determinarea comportamentului reologic al curelelor, acestea se instalează pe cele două roți ale echipamentului de testare (v. Fig. 6.25) și se procedează conform recomandărilor de la § 6.1.2.b.

Curelele testate au fost pretensionate cu o forță F_{Ov} la nivelul ramurii egală cu 10% respectiv 50% din F_{ta} (forța de tracțiune admisă conform datelor de catalog).

Încărcarea s-a făcut pentru mai multe trepte de forță, determinate conform relației (6.11):

$$F_{inc} = k \cdot F_{ta} [N] \cup k \in \{0,25;0,5;0,75;1,0\} \quad (6.11)$$

Într-o secțiune a curelei pentru fiecare pereche forță de pretensionare - forță de încărcare este repetat de trei ori ciclul de încărcare - descărcare. Încercarea se repetă în patru secțiuni echidistante pentru fiecare cureauă (v. Fig. 6.29).



Tipurile de curele testate și mărimile forțelor de pretensionare și încărcare pentru care a fost făcută în final prelucrarea datelor sunt prezentate în Tabelul 6.7.

Baza de referință pentru măsurarea alungirilor este:

$$l_{ref} = 2 \cdot p_b [mm] \quad (6.12)$$

$$l_{ref} = 19,05$$

Fig. 6.29. Amplasarea secțiunilor pentru testare.

Tipurile de curele sincrone testate și valorile forțelor pentru cercetarea experimentală

Tabelul 6.7.

Varianta	Structura	b_s [mm]	F_{ta} [N]	$F_{Ov} \cong$ $0,1F_{ta}$ [N]	F_{inc} [N]
225 L 100 GOOD/YEAR	Neopren, fibră de sticlă. țesătură de nylon	25	245	25	245 (1,0 F_{ta})
210 I 075 POWER GRIP		19	173	18	173 (1,0 F_{ta})
225 I 050 BANDO Synchronbelt		13	106	11	106 (1,0 F_{ta})
300 L 075 SPUMOTIM	Vulcolan, fibră sticlă	25	245	25	184 (0,75 F_{ta})
300 L 075 SPUMOTIM	Vulcolan, fi- bră poliestică	20	173	18	130 (0,75 F_{ta})

Pe baza valorilor medii prelucrate din toate datele experimentale (v. Tabelele 4.A4 până la 8.A4) a fost determinată dependența sarcină - deformăție (v. Fig. 6.30.....6.34) pentru toate cele cinci tipuri de curele prezentate în Tabelul 6.7.

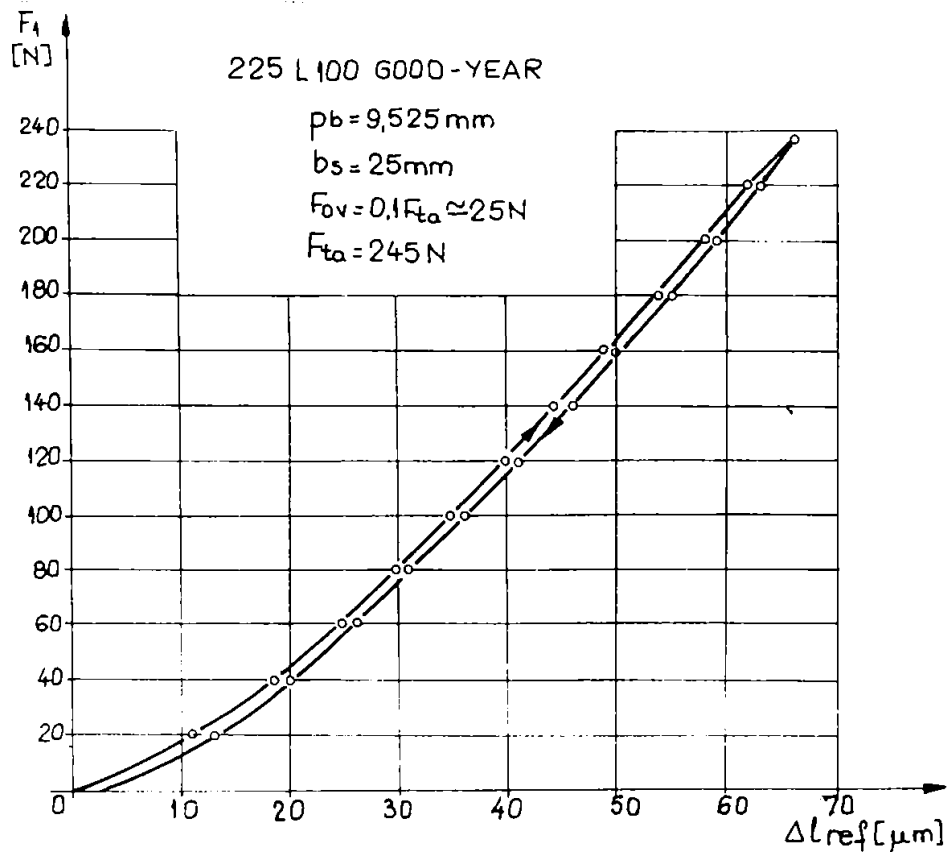


Fig. 6.30. Diagrama sarcină - deformăție pentru

225 L 100 GOOD - YEAR

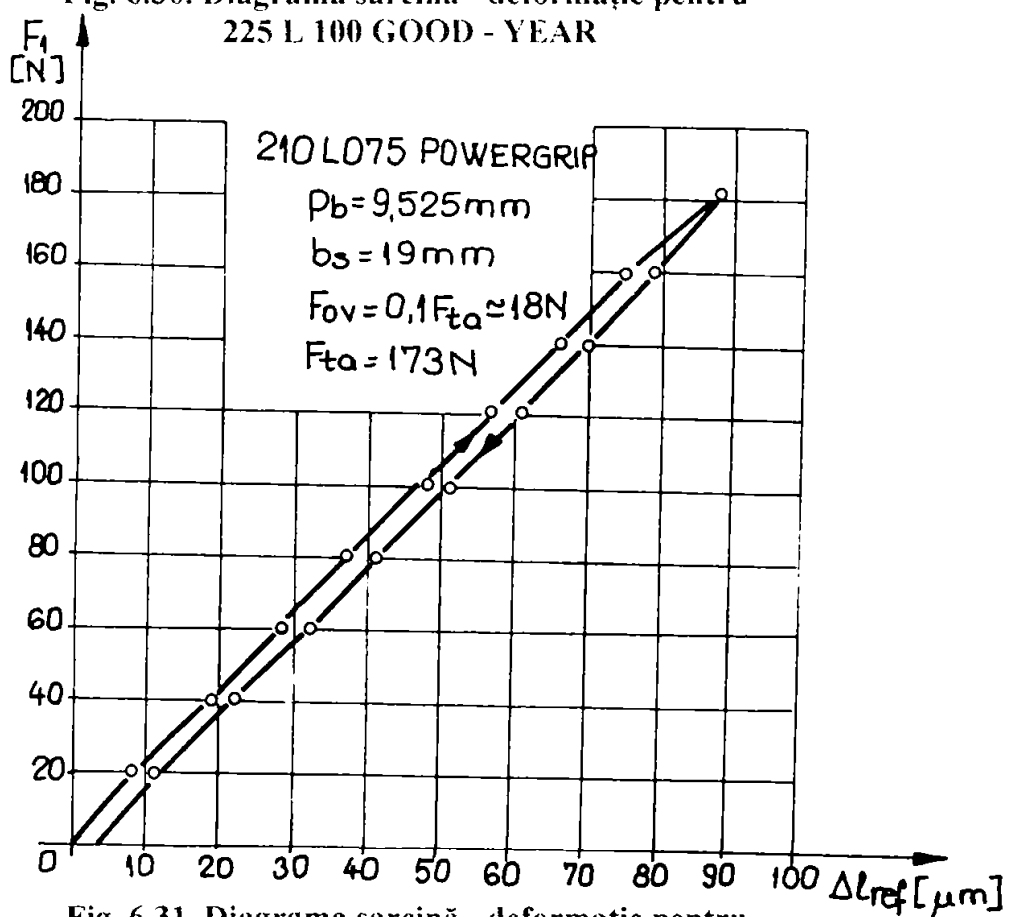


Fig. 6.31. Diagrama sarcină - deformăție pentru

210 L 075 POWER - GRIP

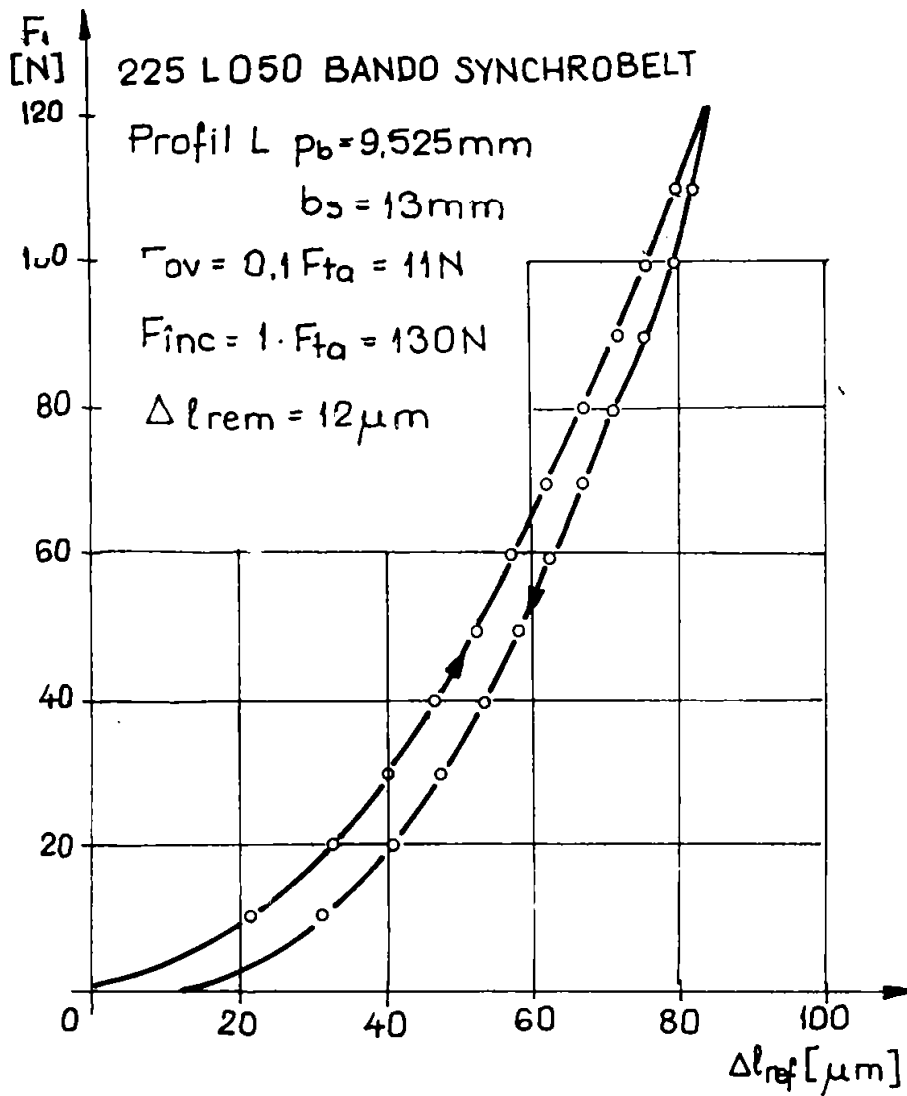


Fig. 6.32. Diagrama sarcină - deformare pentru 225 L 050 BANDO Synchroflex

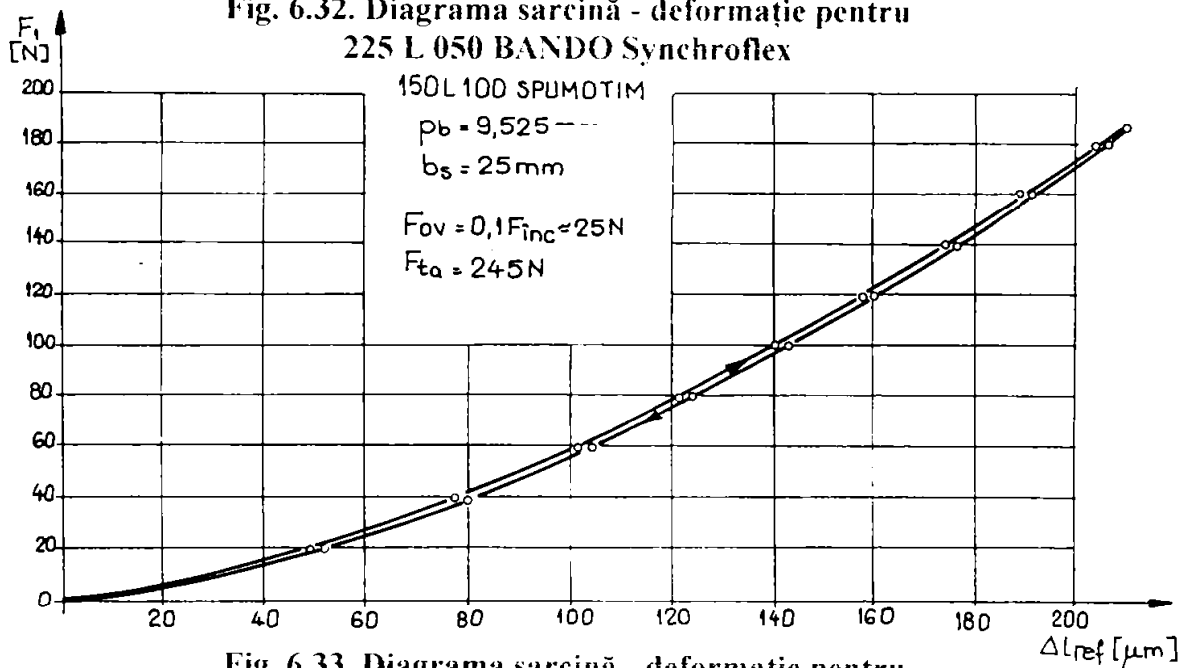


Fig. 6.33. Diagrama sarcină - deformare pentru 150 L 100 SPUMOTIM

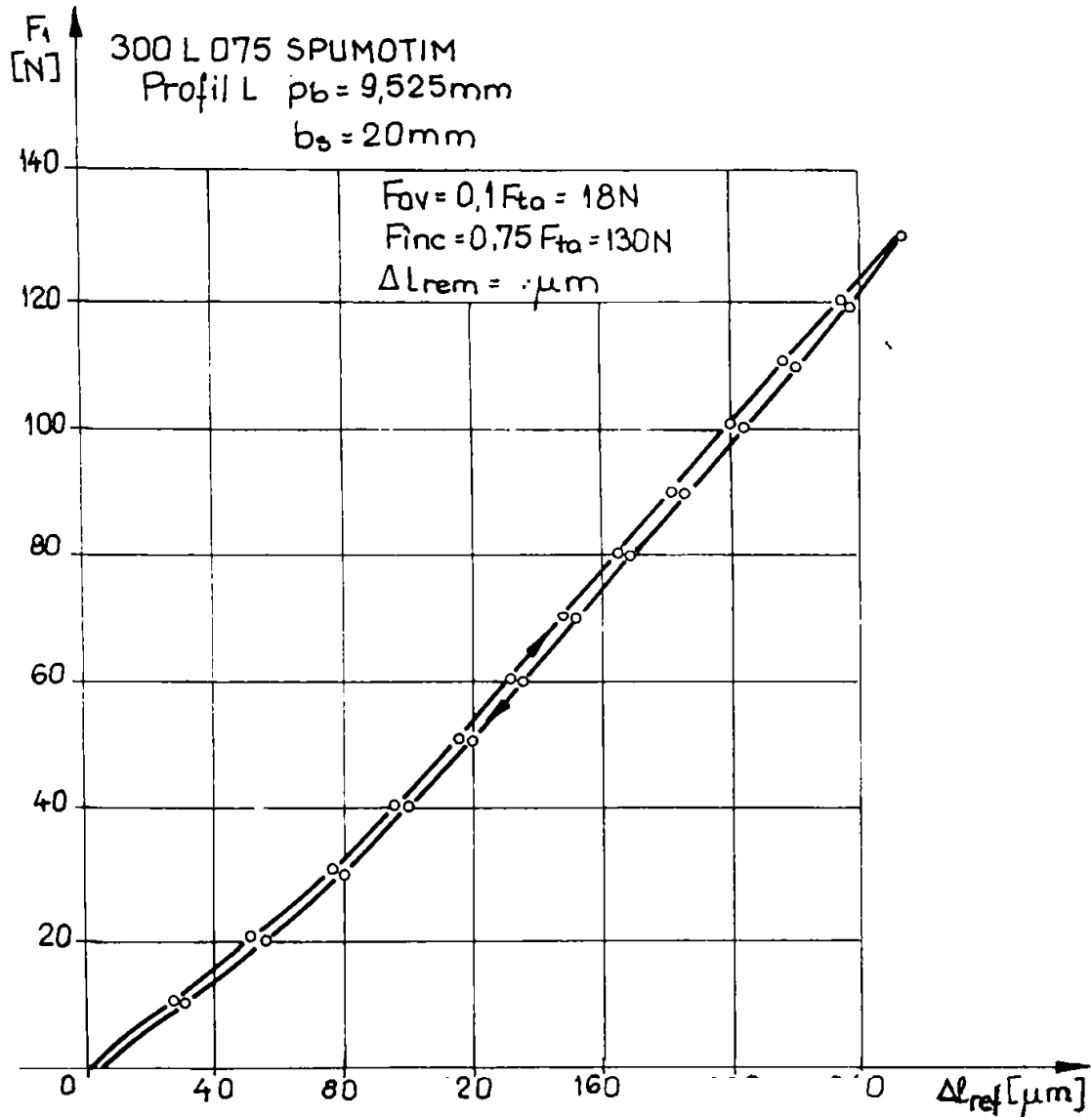


Fig. 6.34. Diagrama sarcină - deformație pentru 300 L 075 SPUMOTIM

Pentru determinarea modului de elasticitate se neglijează cota parte din încărcarea preluată de corpul curelei și eventual țesătura și se consideră aria echivalentă :

$$A_{ec} \cong (h_s - h_t) \cdot b_s \quad [mm^2] \quad (6.13)$$

Din datele experimentale, dacă se face o mediere între valorile aflate pe curba de încărcare și cea de descărcare se poate calcula tensiunea determinată de forța de încărcare și alungirea relativă ε :

$$\sigma_{ec} = \frac{F_{inc}}{2 \cdot A_{ec}} \quad [MPa] \quad (6.14)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l_{ref}}{2 \cdot p_b} \quad [-] \quad (6.15)$$

unde: Δl_{ref} - alungirea bazei de referință.

Modulul de elasticitate (E_{cc}) poate fi determinat în continuare pe baza relației :

$$E_{cc} = \frac{\sigma_{cc}}{\varepsilon} \quad [MPa] \quad (6.16)$$

Reogramele pentru cele cinci variante de curele testate și dreptele de regresie echivalente sunt prezentate în Fig. 6.35.

Valorile coeficienților m_{cc} și n_{cc} și a coeficientului de corelare (r) pentru dreapta de regresie echivalentă: $\sigma_{cc} = m_{cc} + n_{cc} \cdot \varepsilon$ (6.17) și E_{cc} sunt indicate în Tabelul 6.8 pentru toate variantele de curele testate.

Valorile coeficienților m_{cc} , n_{cc} , r și a modulului de elasticitate E_{cc} . Tabelul 6.8.

Varianta	m_{cc}	n_{cc}	r	E_{cc} [MPa]
225 L 100 GOOD-YEAR	-0.06204758	1619,416	0,9918	1619
210 L 075 POWER -GRIP	-0,069875218	956,9174687	0,9997	956
225 L 050 BANDO Synchrobel	-1,4702809	1527,993238	0,9725	1528
150 L 100 SPUMOTIM	-0.666361598	479,7709548	0,9841	480
300 L 075 SPUMOTIM	-0.093088	198,7004375	0,9501	198

Variația pasului curelei sincrone Δp_{bFov} respectiv Δp_{bFinc} produse de forța de pretensionare $F_{ov} = \{0,1;0,25;0,5\}F_{ta}$ și forța de încărcare $F_{inc}=F_{ta}$, pentru cureaua sincronă 225L GOOD-YEAR sunt indicate în Tabelul 6.9.

În ipoteza echivalării forței totale din ramura motoare a transmisiei prin curele sincrone cu $F_1=F_{ov}+F_{inc}$ respectiv din cea condusă cu $F_2=F_{ov}$, variația pasului produsă de acestea determinată pe baza sistemului de ecuații (6.18) este indicată în Tabelul 6.9.

$$\Delta p_{b1} = \Delta p_{bFov} + \Delta p_{bFinc}; \quad \Delta p_{b2} = \Delta p_{Fov} \quad (6.18)$$

La intrarea în angrenare a curelei sincrone cu roata motoare a transmisiei, pasul curelei sincrone este $p_{b1}=p_{th}+\Delta p_{b1}$ (pasul tehnologic măsurat pentru cureaua netensionată are valoarea $p_{th}=9,458mm$). Ca urmare a descărcării forței F_{inc} prin perechile de dinți aflate în angrenare pe arcul de înfășurare, la ieșirea curelei sincrone de pe roata motoare, pasul este $p_{b2}=p_{th}+\Delta p_{b2}$. Pasul roții de curea p_b , calculat pentru două situații limită $z=z_{1\ min}$ ($p_b, n=1000$ rot / min)=12 dinți, respectiv $z=z_{1\ max}$ (p_b)=120 dinți, ținând cont și de abaterile care afectează diametrul d_a este indicat în Tabelul 6.10.

Valorile parametrilor F_{ta} , F_{ov} , F_{inc} , F_1 , F_2 , Δp_{bFov} , Δp_{bFinc} , Δp_{b1} , Δp_{b2} . Tabelul 6.9.

F_{ta} [N]	F_{ov} [N]	F_{inc} [N]	F_1 [N]	F_2 [N]	Δp_{bFov} [mm]	Δp_{bFinc} [mm]	Δp_{b1} [mm]	Δp_{b2} [mm]
245	25,4(0,1 F_{ta})	245	269,9	24,5	0,0415	0,0337	0,0752	0,0415
245	62,5(0,2 F_{ta})	245	307,5	62,5	0,050	0,0328	0,0821	0,050
245	122,5(0,5 F_{ta})	245	367,5	122,5	0,064	0,0291	0,0931	0,064

Diferența dintre pasul curelei sincrone și roata de curea în zona angrenării primare respectiv secundare $\Delta p_{1,2} = \Delta p_{b1,2} - p_p$ rezultată este indicată în Tabelul 6.10 pentru două din variantele de pretensionare.

Valorile parametrilor F_{0v} , z , α , d_w , p_p , Δp_1 , Δp_2 .

Tabelul 6.10.

F_{0v} [N]	z [dinți]	α [grd]	d_w [mm]	p_p [mm]	Δp_1	Δp_2
122,5	12	30	$36,38_a^{+0,08}$	9,525... 9,545	+0,026... +0,006	-0,003... -0,023
	120	3	$363,83_a^{+0,180}$	9,529... 9,545	+0,026... +0,021	-0,003... -0,007
62,5	12	30	$36,38_a^{+0,08}$	9,525... 9,545	+0,015... -0,005	-0,017... -0,037
	120	3	$363,83_a^{+0,180}$	9,529... 9,545	+0,015... +0,010	-0,017... -0,022

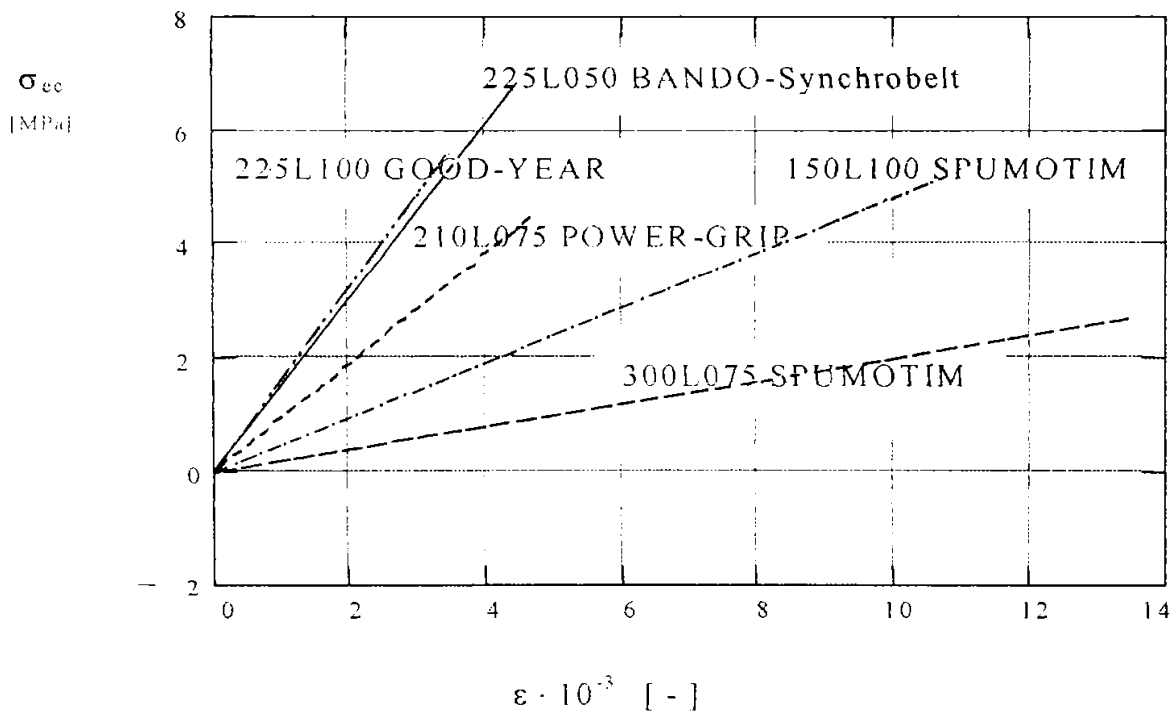


Fig. 6.35. Reogramele pentru cele cinci variante de curele testate.

6.3. Concluzii.

Din analiza datelor obținute experimental se constată:

- ◇ modulele de elasticitate la tracțiune la curelele sincrone au valori similare celor de la curelele late multistrat.
- ◇ profilul cu alungirea cea mai mare și modulul de elasticitate la tracțiune cel mai mic este 300 L 075 SPUMOTIM armat cu cordaj din fibre poliesterice.
- ◇ la profilul 150 L 050 SPUMOTIM, dacă se trece de la pretensionare de 10% F_{ta} la 50% F_{ta} , pasul curelei suferă o alungire suplimentară de 0.1 mm ceea ce exclude asigurarea condițiilor optime de angrenare (vezi § 4.1). Ca urmare nici

pretensionarea și nici încărcarea nu pot atinge valorile recomandate profilelor similare GOOD - YEAR, POWER - GRIP, BANDO.

Una din cauzele care conduce la această situație este faptul că fibra de sticlă utilizată pentru cordaj este formată din filamente de lungime destul de mică și în funcționare filamentele alunecă între ele. Se impune deci îmbunătățirea calitativă a cordajului prin asigurarea unor filamente de sticlă corespunzătoare.

- ◇ alungirile remanente au valori reduse ($3 \div 12 \mu\text{m}$).
- ◇ pentru profilul 225 L GOOD YEAR condițiile apropiate de optim pentru angrenarea primară și secundară respectiv o durabilitate la oboseală sporită se obțin la pretensionarea de $25\%F_{ta}$.

Rezultatele acestor cercetări experimentale au fost valorificate prin Contractul de Grand Nr. 36 / 1998 Tema 33. Cod 280.

Cap.7. CONCLUZII. CONTRIBUȚII PERSONALE.

Studiile teoretice efectuate au urmărit în principal direcțiile :

1). Comportarea teoretică a curelei sincrone sub aspect cinematic, cinetostatic și al interferenței geometrice / sub sarcină;

2). Formularea condițiilor de optim privitoare la tensionarea inițială a transmisiei în scopul diminuării / evitării efectelor adverse de : încălecarea a dinților curelei sincrone peste dinții roții și suplimentar agravarea interferenței și diminuarea durabilității la oboseală.

3). Corelarea capacității portante a cordajului și dinților curelei sincrone.

4). Sistematizarea proiectării transmisiilor prin curele sincrone.

Studiul realizat a pus în evidență faptul că interferența primară între dintele roții și cel al curelei sincrone influențează în mare măsură durabilitatea curelei la oboseală și uzare, eroarea de transmitere, nivelul de zgomot și vibrațiile ramurilor. Evitarea în totalitate a interferenței primare și secundare (vezi § 4.1) nu este posibilă întotdeauna, dar prin alegerea unor curele sincrone cu profile adecvate pentru dinți se poate obține o diminuare a ei, sau evitarea interferenței secundare combinată cu o diminuare a interferenței primare.

În privința efectului poligonal se poate afirma că acest proces perturbator există și nu poate fi eliminat (excepție $i = 1$), dar poate fi diminuat prin metode specifice (alegerea corespunzătoare a formei profilului dintelui respectiv utilizarea unor roți cu număr mai mare de dinți). Comparativ cu transmisia prin lanț, la cea prin curele sincrone efectul poligonal are intensitate mai redusă.

Aceste studii s-au concretizat cu următoarele contribuții personale:

- ◆ Elaborarea în cadrul contractului cu Întreprinderea SPUMOTIM [D18] a standardelor de întreprindere pentru: dimensiunile curelelor sincrone, a roților de curea și a calculului transmisiilor prin curele sincrone.
- ◆ Participarea la elaborarea STAS 12918/1 - 90 Transmisii sincrone prin curele. Terminologie.
- ◆ O propunere pentru dozarea cordajului în structura neomogenă a curelei, în scopul utilizării integrale a capacității portante a cordajului și dinților curelei.
- ◆ Bazat pe experiența acumulată la calculul celorlalte tipuri de transmisii cu element flexibil și a unor date (uneori contradictorii) indicate în prospectele firmelor producătoare au fost raționalizate expresiile de calcul și s-a realizat un model de calcul pentru transmisia prin curele sincrone.
- ◆ Elaborarea unei propuneri pentru reprezentarea roților de curea sincronă.

- ◆ Studiul efectului poligonal și recomandarea unor măsuri de diminuare a efectului său.
- ◆ De asemenea studiul deformațiilor și tensiunilor prin metoda elementului finit (utilizând programul ANSYS) a pus în evidență existența unei variante de profil L cu baza consolidată, ce prezintă ameliorări evidente sub aspectul deformațiilor și tensiunilor în dinte, față de varianta nominală. Din punct de vedere al interferenței primare și secundare este de așteptat să apară ameliorări (situație similară celei de la profilele AT și T, vezi § 4.1.).

Din puncte de vedere al cercetării experimentale contribuția personală este concretizată în :

- ◆ Elaborarea sistemului de instalații și programele experimentale majoritatea originale și specializate pentru încercarea curelelor sincrone. Patru din ele până la intervenția problemelor financiare au fost proiectate, realizate și testate.
- ◆ Cercetarea experimentală și teoretică a curelei sincrone sub aspectul calităților elastice și al transmisiilor mixte prin frecare și angrenare.
- ◆ Proiectarea, realizarea și etalonarea traductorului inductiv de deplasare și a dinamometrului pentru măsurarea forței, utilizate la instalație experimentală pentru determinarea caracteristicii elastice a curelei.

Au fost eliminate încercările ultraspecializate pentru verificarea cordajului și a rezistenței mecanice a dinților datorită opririi programului de realizare a produsului (la întreprinderea SPUMOTIM)

Rezultatele cercetărilor experimentale au evidențiat faptul că modulul de elasticitate la tracțiune al curelelor sincrone produse de firmele GOOD-YEAR, POWER-GRIP, BANDO, are valori similare cu cel al curelelor late multistrat. Pentru curelele de producție indigenă este necesară îmbunătățirea tehnologiei de fabricație sub aspectul calității materialelor utilizate pentru componentele structurii, combinată cu dozarea corespunzătoare a cordajului și dispunerea lui cu un pas constant și o pretensionare controlată.

Rezultatele teoretice și experimentale obținute au fost valorificate în două contracte de Grant Nr. 7004 / 1997. Tema 33, Cod 1268 (Mijloace și metode pentru încercarea transmisiilor mecanice și a componentelor acestora. Cercetări fundamentale.) și Nr. 36 / 1998. Tema 33, Cod 280 (Cercetări experimentale).

Teza deschide o serie de canale pentru cercetări referitoare de exemplu la vibrații, la limitele de la care efectele interferenței sunt deranjante.

BIBLIOGRAFIE

- [B1] BAGH, K.E.: Synchronflex Zahnriemen in Rollgängen. Antriebstechnik 16 (1977), Nr.10, pag. 550.
- [B2] BANEMANN, R.: Überlastschutz für Synchronriemenantriebe. Antriebstechnik 36 (1997), Nr.5, pag. 47-48.
- [B3] BARDOUKAS, G. SCHIMIDT, G.: Die nächste Generation synchronriemengetriebener Linearachsen schon fest im Visier. Antriebstechnik 36 (1997), Nr.2, pag. 40-43.
- [B4] BENDA, TH.: Experimentelle Bestimmung der Lebensdauer eines HTD-Zahnriementyps unter instationären Betriebsbedingungen Konstruktion 46 (1994), H6, pag.221-225.
- [B5] BÖCKLING, M.: Überlastschutz von NC-Maschinen mit Zahnriemenantrieb kann einfach, aber wirkungsvoll sein. Maschinenmarkt 95(1989) 43, pag. 98-99
- [B6] BÖTTGER, A.; NAGEL, T.; VOLLBARTH, J.: Gerauscharme Synchronriemengetriebe. Antriebstechnik 32(1993), Nr.5, pag. 55-56.
- [B7] BÖTTGER, A.; NAGEL, T.; VOLLBARTH, J.: Teilung-korrigiert Lärm reduziert. Geräusche an Zahnriemengetrieben. Ursachen und primäre Gegenmaßnahmen. Konstruktion 45(1993)H9, pag. 275-278.
- [B8] BOEHME, M.: Aluminium-Rollenführung mit ein-oder doppelseitigen Führungsschienen. Die Bohrung setzt der Anwender. KEM1997, Nr. 1, pag 42
- [B9] BREIG, W.F.: Finite element analysis of contact stress in Synchronous belt teeth. "Sae.Tech. Pap.Ser.", 1985, Nr.851531, pag.1-10.
- [C1] CIOCÎRDIA, C.; UNGUREANU,I.: Bazele cercetării experimentale în tehnologia construcțiilor de mașini, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
- [C2] CUTEANU, E.; MARINOV, R.: Metoda elementelor finite în proiectarea structurilor, Editura Facla, Timișoara, 1980.
- [D1] DAMBLON, W.; RATH, M.: Optimierung von Riementrieben mit komfortabler Berechnungssoftware. Antriebstechnik 35 (1996), Nr.3, pag.34-37.
- [D2] DANCE,J.M.; PLAY, D.: Geometrical Design Parameters Influence on Timing Belt Load Distribution. (IC1). MPT'91 JSME International Conference on Motion and Powertransmissions Nov.23-26, 1991, Hiroshima, Japan, pag 357-362.
- [D3] DEMIAN, T.; NITU,C.: Asupra geometriei transmisiilor prin curele dințate utilizate în mecanica fină. Construcția de mașini 45(1993), pag.42-50.

- [D4] **DREUCEAN, A.;**
MOCUȚA, G.E.: Elemente necesare pentru prelucrarea și controlul roților pentru transmisiile prin curele late dințate. Al IV-lea Simpozion național "MTM'84", Vol.II, Timișoara, 1984, pag.203-208.
- [D5] **DREUCEAN, A.;**
SAVII, G.: Program pentru proiectarea transmisiilor prin curele late dințate, Al IV-lea Simpozion național "MTM '84, Vol.II, Timișoara, 1984, pag.209-212.
- [D6] **DREUCEAN, A.;**
GHEORGHIU, A.;
GHEORGHIU,N.S.: Optimizarea profilului unitar al curelei sincrone. Al III-lea Simpozion național "PRASIC '86", Vol.2, Brașov, 1986, pag. 113-120.
- [D7] **DREUCEAN, A.;**
ARGEȘANU, V.;
DEHELEAN, N.: Metodă și dispozitiv pentru debitarea la lățime a curelelor sincrone. Al IV-lea Simpozion național "MTM '88". Cluj-Napoca, 1988, pag.269-274.
- [D8] **DREUCEAN, A.;**
GHEORGHIU,N.S.: Criterii de evaluare a capacității de tracțiune în cadrul curelelor sincrone. Al V-lea Simpozion național "MTM '88" Cluj- Napoca, 1988, pag.269-274.
- [D9] **DREUCEAN, A.:** Sisteme unificate de încercare în laborator și la nivel uzinal a curelelor sincrone. Al V-lea Simpozion național "MTM '88" Cluj- Napoca, 1988, pag.275-286.
- [D10] **DREUCEAN, A.;**
DREUCEAN, M.: Cureaua sincronă-soluție de perspectivă pentru roboți industriali. Sesiunea de comunicări științifice "ELECTROMOTOR '89", Vol.1, Timișoara, 1989, pag. 126-131
- [D11] **DREUCEAN, A.:** Geometria roților pentru curele sincrone și controlul dimensional al acestora. Al VI-lea Simpozion național "MTM '92", Vol.2, Timișoara, 1992, pag. 56.1-56.4.
- [D12] **DREUCEAN, A.;**
ALBUTIU, C.: Metode specifice de control a abaterilor limită a dimensiunilor curelelor sincrone. Al VI-lea Simpozion național "MTM '92", Vol.2, Timișoara, 1992, pag. 57.1-57.5.
- [D13] **DREUCEAN, A.:** Aspecte privitoare la evoluția performanțelor curelelor sincrone. Al VI-lea Simpozion național "MTM '92", Vol.2. Timișoara, 1992, pag. 551-55.6.
- [D14] **DREUCEAN, A.:** Dispozitiv pentru determinarea lungimii primitive a curelelor sincrone. Al VI-lea Simpozion național "MTM '92", Vol.2, Timișoara, 1992, pag. 58.1-58.3.
- [D15] **DREUCEAN, A.:** Stand pentru determinarea caracteristicii sarcină-deformație a curelei sincrone. Al VII-lea Simpozion național "MTM '96", Reșița, 1996. pag.103-106.
- [D16] **DREUCEAN, A.:** Particularități ale calculului transmisiilor prin curele sincrone utilizate în construcția roboților industriali. Al VII-lea Simpozion național "MTM '96", Reșița, 1996. pag.173-178.

- [D17] **DREUCEAN, A.;**
GHEORGHIU, N.: Limitele algoritmilor consacrați pentru calculul transmisiei prin curele sincrone. Revista Română de Mecanică Fină și Optică - Supliment Nr. 2 / 1998.
- [D18] **DREUCEAN, A.:** Cercetarea teoretică și experimentală a tiposeriilor de curele late dințate XI., L. H. XH și XXH din poliuretan armat cu diverse inserții. Contract nr.95 / 31.03.1986.
- [F1] **FLENDER, W.:** Zahnriemen mit großer Teilung und halbrunden Zähnen überträgt Leistungen bis 800 kW. Maschinenmarkt, 89 (1983), Nr.80, pag.1837.
- [F2] **FLENDER, W.:** Zahnriemen-Antrieb: Hoher Wirkungsgrad bringt Wirtschaftliche Vorleile. Die Rehnung geht auf. KEM 1996, Nr.4 pag.25-27.
- [F3] **FUNK, W.;**
KOSTER, L.: Problematik der Drehmomentübertragung durch Zahnriemenantriebe. Antriebstechnik 21 (1982), Nr.7-8, pag.390-394.
- [F4] **FUNK, W.:** Ursachen von Geräuscentwicklungen in Zahnriementrieben und primäre Gegenmaßnahmen. Maschinenmarkt 93 (1987), Nr.5, pag. 48-53.
- [F5] **FUNK, W.:** Eingriffsverhältnisse in Zahriementrieben beeinflussen die Geräusche. Maschinenmarkt 93 (1987), Nr.7, pag.64-68.
- [G1] **GERBERT, G.;**
JONSSON, H.;
PERSON, U.;
STENSON, G.: Load Distribution in Timing Belt. Transaction of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol.100 (1978-4), pag. 208-215.
- [G2] **GERBERT, G.:** Timing Belt Jumping at Driven Pulleys (1C3). MPT '91 JSME Internațional Conferance on Motion and Powertransmissions, Nov.23-26, 1991, Hiroshima, Japan pag. 368-375.
- [G3] **GHEORGHIU, N.S.;**
DREUCEAN, A.;
LUCHIN, M.: Proiectarea transmisiilor prin curele late dințate. Simpozionul "PRASIC '82", Vol.II, Brașov.1982, pag. 193-200.
- [G4] **GHEORGHIU, A.;**
FLITAN, H.;
DREUCEAN, A.;
GHEORGHIU, N.S.: Dependenta capacității de încărcare, funcție de forma profilului curelelor sincrone. Al III-lea Simpozion național "PRASIS '86", Vol.2, Brașov, 1986, pag.103-112.
- [G5] **GHEORGHIU, N.;**
IONESCU, N.;
MĂDĂRAS, L.;
DREUCEAN, A.;
LUCHIN, M.: Transmisii mecanice. Proiectare. Editura FELIX, Arad, 1997.
- [G6] **GROBMANN, K.;**
ARNDT, H.: Mehräder - Synchronriementriebe unter dynamischer Belastung. Antriebstechnik 36 (1997), Nr.2, pag. 44-46.
- [G7] **GUREVICI, I.E.:** Vlianie deformația remia na začeplenie zubceatoremenoi peredace. "Izvestia vuz-ov", 1977, Nr.12, pag. 59-64.
- [G8] **GUREVICI, I.E.:** Optimizația rascetnih criteriiev dlia zubceatoremenoi peredaci. Detali mașin, izdatelistvo "Tehnica" vîpusc 47, Kiev, 1988, pag.20-26.

- [H1] HAGIWARA, N.;
ONOE, Y.;
FURUDONO, M. An Experimental Analysis of the jumping Phenomena in Timing Belts. Proceedings of the 7-th world congress of The Theory of Machines and Mechanisms. Sevilla, Spain, September 17-22. 1987, pag. 1343-1346.
- [H2] HAVERBECK, P.:
Volldampf voraus. Überdurchschnittliches Marktwachstum wird auch weiterhin anhalten bei Zahnriemen. Maschinenmarkt, 95 (1989) 12, pag.20-21.
- [H3] HEINRICH,A.:
Dimensionierung von Zahnriemengetrieben- eine Anregung für Hersteller und Anbieter. KONSTRUKTION 44 (1992), H3, pag. 93-98.
- [H4] HEINZ, G.:
Zahnriemen-ein vielseitiges Antriebselement. Antriebstechnik 23 (1984), Nr.10, pag. 42-47.
- [H5] HIRMAN, G.;
BELYAEV, A.:
Stabilitätsverhalten eines schnelllaufenden Synchronriemens. Antriebstechnik 36 (1997), Nr.6, pag. 64-66.
- [K1] KAGOTANI, M.;
AIDA, T.;
KOYAMA, T.;
SATO, S.;
HOSHIRO, T.:
Some Methods to Reduse Noise in Toothed Belt Drives. Bulletin of the JSME. Vol.24, Nr.190, 1981-4, pag.723-728.
- [K2] KAGOTANI, M.;
AIDA, T.;
KOYAMA, T.;
SATO, S.;
HOSHIRO, T.:
A Study on Transmission Characteristics of Toothed Belt Drives (1-st report, Effect of initial Tension on Tight Side and Slack Side Tension). Bulletin of the JSME, Vol.25, Nr.201 (1982-3), pag 459-466.
- [K3] KAGOTANI, M.;
AIDA, T.;
KOYAMA, T.;
SATO, S.;
HOSHIRO, T.:
A Study on Transmission Characteristics of Toothed Belt Drives (2-nd report, Transmission Error under a State of Applied Initial Tension, Theoretical Analysis). Bulletin of the JSME. Vol.26, Nr.211,(1983-1), pag. 132-139.
- [K4] KAGOTANI, M.;
AIDA, T.;
KOYAMA, T.;
SATO, S.;
HOSHIRO, T.:
A Study on Transmission Characteristics of Toothed Belt Drives (3-nd report, Transmission Error under a State of Applied Initial Tension, Experimental Results). Bulletin of the JSME. Vol.26, Nr.217,(1983-7), pag. 1238-1244.
- [K5] KAGOTANI, M.;
KOYAMA, T.;
UEDA, H.;
AIDA, T.;
HOSHIRO, T.:
Load Distribution on Toothed Belt Drives under a State of Initial Tension. Bulletin of the JSME, Vol.27, Nr.230 (1984-8), pag . 1780-1787.
- [K6] KAGOTANI, M.;
AIDA, T.;
SATO, S.;
HOSHIRO, T.:
A Study on Transmission Characteristics of Toothed Belt Drives (4-th report, Transmission Error at Normal and Reserve Revolution under a State of Initial Tension). Bulletin of the JSME, Vol.27, Nr.233,(1984-11), pag. 2553-2559.

- [K7] KAGOTANI, M.; AIDA, T.; KOYAMA, T.; SATO, S.; HOSHIRO, T.: A Study on Transmission Characteristics of Toothed Belt Drives (5-th report, Relative Shifting between Belt and Pulley in normal and Reserve Revolutions under a State of Initial Tension). Bulletin of the JSME, Vol.29, Nr.248,(1986-2), pag. 609-616.
- [K8] KAGOTANI, M.; KOYAMA, T.; UEDA, H.: A Study on Transmission Error in a Synchronous Belt Drive with Eccentric Pulley (Effect of Eccentric Phase Angle of Pulley and Belt Width) (1C3) MPT '91 JSME International Conference on Motion and Powertransmission, Nov. 23-26, 1991, Hiroshima, Japan pag.363-367.
- [K9] KAROLEV, N.: Optimierung der Kräfteverhältnisse in Zahnriemengetriebe. Dissertation, Dresden, 1987.
- [K10] KAROLEV, N.: Ermittlung verformungsabhängiger Parameter an Synchronriemen. Antriebstechnik 29 (1990), Nr.2, pag. 55-58
- [K11] KAROLEV, N.: Trunkkräfte in Synchronriemengetrieben mit festem Achsabstand Antriebstechnik 29 (1990), Nr.6, pag.69-73.
- [K12] KAROLEV, N.: Zugkraftverlauf und Belastungsverteilung in Zahnriemenantrieben. KONSTRUKTION 42 (1990), Nr.7-8 pag. 247-253.
- [K13] KESSEL, G.: Neuartiger Zahnriemen für hohe Leistungen. Antriebstechnik 23 (1984), Nr.2, pag.32-34.
- [K14] KLUGHARDT, R.: Mehr Dynamik für den Kran? F+H Fordern und Heben, 47 (1997), Nr.9, pag. 680.
- [K15] KOSATSCHEWSKI, G.; RAK, J.: Untersuchungen an PUR Synchronriemengetrieben. Antriebstechnik 32 (1993), Nr.2, pag. 39-42.
- [K16] KOSATSCHEWSKI, G.; RAK, J.: Modernes leistungsfähiges ATP-Profil für Synchronriemen. Antriebstechnik 34 (1995), Nr.7, pag.58-61.
- [K17] KÖSTER, L.: Untersuchung der Kräfteverhältnisse in Zahnriemenantrieben. Dissertation Hochschule der Bundeswehr, Hamburg, 1981.
- [K18] KÖSTER, L.: Der Zugkraftverlauf in Zahnriemenantrieben. KONSTRUKTION 34 (1982), H3, pag.99-104.
- [K19] KOYAMA, T.; KAGOTANI, M.; SHIBATA, T.; HOSHIRO, T.: A study on Strength of Toothed Belt (2-nd Report, Influence of Pitch Difference on Load Distribution). Bulletin of the JSME, Vol.22, Nr.169, (1979-7), pag. 982-987.
- [K20] KOYAMA, T.; KAGOTANI, M.; SHIBATA, T.; SATO, S.; HOSHIRO, T.: A study on Strength of Toothed Belt (3-rd Report, Fatigue, Strength and Features of Fracture). Bulletin of the JSME, Vol.22, Nr.169, (1979-7), pag. 988-993.

- [K21] KOYAMA, T.; KAGOTANI, M.; SHIBATA, T.; SATO, S.; HOSHIRO, T.: A study on Strength of Toothed Belt (4-th Report, Load Distribution in Case of Considering Incomplete Meshing). Bulletin of the JSME, Vol.23, Nr.181, (1980-7), pag. 1235-1239.
- [K22] KOYAMA, T.; KAGOTANI, M.; SHIBATA, T.; SATO, S.; HOSHIRO, T.: A study on Strength of Toothed Belt (5-th Report, Effect of Pitch Difference on Fatigue Strength of Toothed Belt). Bulletin of the JSME, Vol.23, Nr.181, (1980-7), pag. 1240-1244.
- [K23] KOYAMA, T.; KAGOTANI, M.; SHIBATA, T.; SATO, S.; HOSHIRO, T.: A study on Strength of Toothed Belt (6-th Report, Behavior of Belt and Pulley Tooth at Incomplete Meshing Region). Bulletin of the JSME, Vol.24, Nr.194, (1981-8), pag. 1500-1506.
- [K24] KOYAMA, T.; KAGOTANI, M.; SHIBATA, T.; SATO, S.; HOSHIRO, T.: A study on Strength of Toothed Belt (7-th Report, Wear of Polyurethane Belt under No Load). Bulletin of the JSME, Vol.28, Nr.243, (1985-9), pag. 2157-2164.
- [K25] KOYAMA, T.; MARSHEK, M.K.: Toothed Belt Drives-Past, Present and Future. Mech. Mach. Theory, Vol.23, Nr.3, 1988, pag. 227-241
- [K26] KRAUSE, W.; METZNER, D.: Zahnriemengetriebe. Heidelberg, Huthig Verlag, 1988.
- [K27] KRAUSE, W.; NAGEL, TH.; SCHNECK, G.W.: Synchronriemengetriebe. Teil I-Grundlagen. Antriebstechnik 34 (1992), Nr.4, pag 67-70.
- [K28] KRAUSE, W.; NAGEL, TH.; SCHNECK, G.W.; VOLLBARTH, J.: Synchronriemengetriebe. Neue Entwicklungen und Erkenntnisse aus Wissenschaft und Praxis. Antriebstechnik 35 (1996), Nr.12, pag. 61-64.
- [K29] KUBO, A.; ANDO, T.; SATO, S.; AIDA, T.; HOSHIRO, T.: On the Running Noise of Toothed Belt Drive (1-st Report, Mechanism of Noise Generation). Bulletin of the JSME, Vol.14, Nr.75, (1971-9), pag. 991-997.
- [K30] KUBO, A.; ANDO, T.; SATO, S.; AIDA, T.; HOSHIRO, T.: On the Running Noise of Toothed Belt Drive (2-nd Report, Influence of Running Condition and Some Noise Reduction Methods). Bulletin of the JSME, Vol.14, Nr.75, (1971-9), pag. 998-1007.
- [L1] LIVOTOV, P.: Rechenunterstützte Auslegung von Synchronriemengetrieben für Roboter. Antriebstechnik 30 (1991), Nr.1, pag 30-35
- [L2] LUBITZ, R.: Zahnriemen oder Synchronriemen DER KONSTRUCTEUR S5/1990, pag. 16-18.

- [M1] MERTENS, H.; SAUER, B.: Schwingungen von Keilriementrieben. Antriebstechnik 30 (1991), Nr.12, pag. 68-72.
- [M2] MERTENS, H.; HERMANN, R.J.: Anwenderorientiertes Simulation modell für dynamisch beanspruchte Riemengetriebe. Antriebstechnik 31 (1992), Nr.1, pag.50-54.
- [M3] MENTZNER, D.: Konstruktive Gestaltung von Zahnriemenscheiben "Maschinenbautechnik", Berlin 32 (1983), Nr.3, pag. 122-129.
- [M4] MENTZNER, D.: Belastbarkeit von Zahnriemen. Maschinenbautechnik, Berlin 32(1983), Nr.2, pag. 68-71
- [M5] MENTZNER, D.; URBANSKI, N.: Vorspannkraft bei Zahnriemengetrieben, Maschinenbautechnik, Berlin 33 (1984), Nr.12, pag. 559-563.
- [M6] MOLNIER, J.: Textilglasfaser -und Hochleistungs- Verbundwerkstoffe, KEM 12/1982, pag. 75-76.
- [M7] MĂDĂRAS, L.; NICOARĂ, I.; GLIGOR, O.; GHEORGHIU, N.S.; DREUCEAN, A.; NICOARĂ, P.; MOCUȚA, G.: Contract de Grant Nr. 7004 / 1997. Tema 33, Cod 1268. Mijloace și metode pentru încercarea transmisiilor mecanice și a componentelor acestora. Cercetări fundamentale.
- [M8] MĂDĂRAS, L.; NICOARĂ, I.; GLIGOR, O.; GHEORGHIU, N.S.; DREUCEAN, A.; NICOARĂ, P.; MOCUȚA, G.: Contract de Grant Nr. 36 / 1998. Tema 33. Cod 280. Cercetări experimentale.
- [N1] NAGEL, TH.; ULF, R.: Hochübersetzende Lineareinheit. Antriebstechnik 34 (1995), Nr.11, pag. 70-71.
- [N2] NAJI, M.R.; MARSHEK, K.M.: Toothed belt-Load Distribution. Transaction of the ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation on Design, Vol. 105, (1983-9) pag. 339-347.
- [N3] NOE, J.; FÜRSICHT, U.: Programm zum Ausleger von Zahnriementrieben mittels rechnergestützter Konstruktionermöglicht schelles Durchspielen von Varianten, Maschinenmarkt, 94 (1988), Nr. 47, pag. 50-53.
- [P1] PEEKEN, H.; ERXLEBEN, ST.; FISCHER, F.: Verdrehsteifigkeitskennlinien von Riemengetriebe. VDI-Z, Bd. 127 (1985), Nr.22, Nov. pag.919-926.
- [P2] PEEKEN, H.; ERXLEBEN, ST.; FISCHER, F.: Trumkraftverhalten der Riemengetriebe, KONSTRUKTION 37 (1985), H11, pag. 441-448.

- [P3] PEEKEN, H.; FISCHER, F.: Vorspannungsmeßverfahren für Riemengetriebe und ihre Genauigkeit. *Antriebstechnik* 28 (1989), Nr.9, pag. 76-85.
- [P4] PEEKEN, H.; FISCHER, F.; KENNTMICH, M.: Verlustgrößen und dynamische Kennwerte statisch belasteter Riemengetriebe. *Antriebstechnik* 30 (1991), Nr.12, pag.60-68
- [P5] PERNEDER, R.: Zahnriemen aus Polyurethan mit Stahlcord Zugstrangen. *Antriebs technik* 27 (1988), Nr.9, pag. 36-47.
- [P6] PERNEDER, R.: Der PUR - Zahnriemen-Hinweise und Erfahrungen aus dem praktischen Einsatz. *Maschinenbautechnik*, 38 (1989), Nr.2, pag.64-69.
- [P7] PERNEDER, R.: Verdrehsteife Robotenantriebe dank Polyurethan Synchronriemen. *Antriebstechnik* 32 (1993), Nr. 2, pag. 33-36.
- [P8] PERNEDER, R.: Zahnriemen für Fertigungsprozesse in der Kabelindustrie, *KEM* 1996, Nr.5, pag.73-74.
- [P9] PERNEDER, R.; SCHMIDT, G.: Optimierung von Antriebssystemen mit Synchronriementrieben. *Antriebstechnik* 36 (1997), Nr. 8, pag. 47-49
- [S1] SABANCIEV, N.H.: Isledovanie davleniv contacte zubiev zubceatoremenoi peredaci. "Vestnik masinostroienia" 1988, Nr. 8, pag. 26-28.
- [S2] SCHAPERMEIER, E.: Messen von Verdrehwinkel und Drehmoment am Zahnriementrieb unter Last ist nutzbar für Aufgaben der Steuerung. *Maschinenmarkt*, 94 (1988), Nr.24, pag. 80-83
- [S3] SCOBEDA, A.T.; BONDARENCO, A.T.; NICONCIUC, A.N.: Vibor predvaritelinovo natiajenia remnei v zubceato-remenih peredaciah. *Detali masin izdatelistva "Tehnica" vîpusc 47*, Kiev 1988, pag. 40-45.
- [S4] SCHMIDT, H.G.: Polyuretan-Zahnriemen mit Zusatzfunktion Dichtung. Mit Bewegung abdichten. *KEM* 1995, Nr.1, pag. 80-82.
- [S5] SCHMIDT, H.G.: Zahnriementechnik zum Antreiben, Fördern Positioniren. Berechnungsprogramm als Baustein. *KEM* 1995, Nr.4, pag. 49-51.
- [S6] SCHUMANN, R.: Zahnriemen mit neuartigem Profil *Antriebstechnik* 25 (1986), Nr.1, pag.30-32.
- [S7] SPECH, CH.: Neuentwicklung eines Linearsystems als Komplettlösung. Stark, praktisch, präzise. *KEM* 1996, Nr.4, pag.29-31.
- [S8] SWANSON, J.A.; ANSYS DE SOLVO, G.J.: *Engineering Analysis Systems - User's manual*, march 1983, Swanson Analysis Systems Inc, Huston, Pennsylvania, USA.
- [T1] TILCORN, M.: Formschlüssiger Kranfahrantrieb. *F+H Fördern und Heben*, 47 (1997), Nr.9, pag. 674-679

-
- [T2] THERNOLSEN, ST.;
WILLEBRAND, A: Untersuchung von Drehschwingungen in
Riemetrieben-Konsequenzen die Auslegung.
Antriebstechnik 32(1993), Nr.5, pag.59-62.
- [T3] TRASKA, H.J.:
Entscheidungshilfe zur Auswahl von Lineareinheiten.
Antriebstechnik 35 (1996), Nr.10, pag.58-61.
- [V1] VOLLBARTH, J.;
GÖTZ, W.G.:
PC gestützte Dimensionierung von Synchronriemen-
Linearantrieben. Antriebstechnik 35 (1996). Nr.3,
pag.56-58.
- [W1] WECK, M.;
JASEN, U.:
Experimentelle Ermittlung der Geräuschursachen bei
Synchronriementrieben. Antriebstechnik 27 (1988), Nr.6,
pag. 61-64.
- [W2] WEIß,J.:
Zahnriemen für Rollenbahnantriebe. Ein Konzept für
die Anforderungen der Fördertechnik. KEM 1994, Nr.8,
pag.40-41

Tabelul 1.A1. Proprietățile mecanice ale fibrei de sticlă, carbonului și aramidului [M6]

Proprietăți mecanice / Fibre	Sticlă E	Carbon	Aramid
Încercarea la tracțiune Val. ale fibrelor din fir impregnat caculat în raport cu conținutul de fibră			
• Modulul de elasticitate E [MPa]	73000 (4000)	241000(5000)	125000(2000)
• Rezistența la tracțiune [MPa]	2300 (100)	3200 (200)	3200 (200)
• Alungirea la rupere [%]	3,2 (0,2)	1.3 (0,1)	2,4 (0,2)
Încercarea la încovoiere Val. de laminare și conținut al fibrelor 50% din volum.			
■ În direcție longitudinală			
• Rezistența la încovoiere [MPa]	1100 (20)	1240 (20)	580 (50)
• Modulul de elasticitate [MPa]	31300 (1800)	95000 (300)	42600 (600)
■ În direcție transversală			
• Rezistența la încovoiere [MPa]	71 (10)	93.5 (13.1)	32,5 (2,0)
• Modulul de elasticitate [MPa]	9450 (150)	7000 (200)	4300 (100)
Încercarea la forfecare Val. de laminare și conținut al fibrelor 50% din volum.			
• Rezistența la forfecare [MPa]	80 (0,7)	85,1 (1,7)	42,8 (1,12)
Reziliența Val. de laminare și conținut al fibrelor 50% din volum.			
• Reziliența volumică [J/cm ³]	9,8 (0,8)	2,2 (0,2)	9,1 (0,9)
Încercări la strivire Val. de laminare și conținut al fibrelor 50% din volum.			
• Rezistența la strivire [MPa]	960 (57)	930 (63)	191 (8)

Tabelul 2.A1. Proprietățile mecanice pentru sârmă de oțel și fibre de sticlă, poliester, poliamide.

Proprietăți mecanice / Material	Oțel	Sticlă E	Poliester	Poliamide
Densitate ρ [kg/dm ³]	7,85	250	0,95	1,10
Rezistența la rupere R_m [MPa]	300...4200	1000.4000	700...900	700...900
Modulul de elasticitate E [MPa]	210.000	70.000	8400	4200
Alungirea la rupere A_{100} [%]	0,5.....35	1,5....3,5	11....13	16...20

Tabelul 3.A1. Proprietățile elastomerilor utilizați pentru matrice.

Proprietăți	Material	Cauciuc natural (Polyisopren)	Neopren (Policloropren)	Adipen (Cauciuc poliuretan)
Desemnarea produsului (conform ASTM D - 2000, SAE J 200)		AA	BC, BE	BG
Rezistența la rupere [MPa]	cauciuc pur	> 21	> 21	> 28
	amestec negru	> 21	> 21	-
Gama de durități [Shore]		30 ÷ 90	40 ÷ 95	60÷99 A (până la 80 D)
Densitate (produs de bază) [kg/dm ³]		0,93	1,23	1,06
Aderența la metale		excelentă	excelentă	excelentă
Aderența la țesături		excelentă	excelentă	f.bună la excel.
Rezistența la sfâșiere		bună către f. bună	bună	excelentă
Rezistența la abraziune		excelentă	excelentă	excepțională
Rezistența la deformări remanente prin compresiune		bună	accept. la bună	acceptabilă
	la rece	excelent	f. bun	bun(slab la temp scăzute)
	la cald	excelent	f. bun	bun(la temp.ridicate)
Proprietăți dielectrice		excelente	bune	excelente
Proprietăți de izolare		bune la excelente	accept. la bun	accept. la bune
Permeabilitatea		f. scăzută	scăzută	f.scăzute
Rezistența la acizi	diluți	accept. la bună	excelentă	acceptabilă
	concentrați	accept. la bună	bună	slabă
Rezistența la:	umflare în ulei lubrifianț	slabă	bună	bună la excel.
	ulei și benzină	slabă	bună	bună la excel.
	uleiuri animale și vegetale	slabă la bună	bună	bună la excel.
	absorbție a apei	f. bună	bună	bună la temp. rid.,scăz.la 100 ^o
	oxidare	bună	f.bună la excel.	excelentă
	ozon	slabă la accept.	f.bună la excel.	excelentă
	îmbătrânire la lumina solară	slabă	f. bună	bună
	îmbătrânire la căldură (limita super. în serv. continuu)	85 ^o C	95 ^o C	85 ^o C
	temperaturi ridicate	bună	f. bună	bună
	temperaturi scăzute	excelentă	bună	excelentă
la flacără	slabă	bună	acceptabilă	
Rezistența la solvenți	Hidrocarburi alifatic	slabă	accept. la bună	bună la excel.
	Hidrocarburi aromatice	slabă	acceptabilă	accept. la bună
	Oxigenați	accept. la bună	slabă	slabă
	Solvenți pentru vopsele	slabă	bună	bună la excel.

Tabelul 4.A1. Alungirile și modulul de elasticitate pentru diferite tensiuni la vulcolan.

Duritate	Shore A	65	80	93	95	96	-	-	-
	Shore D	17	27	42	52	57	64	68	70
Tip		18/40	18	30	40	50	60	70	80
Modulul E [MPa]		5	20	90	200	300	410	530	600
$\sigma_{0,1}$ [MPa]		0,23	0,68	2,25	4,4	6,0	8,0	9,8	11,0
$\varepsilon_{0,1}$ [MPa]		4,7	3,5	2,5	2,3	2,1	2,0	1,9	1,9
$\sigma_{0,1}$ [MPa]		0,5	1,4	3,8	7,0	9,2	12,5	15	16,5
$\varepsilon_{0,1}$ [MPa]		11	8	5	4,5	4,2	4,0	3,8	3,7
Valoarea medie a amortizării în [%] la 100-1000Hz pentru temperaturile de	20 ⁰ C	20	18	11,5	14,5	14,5	14	16	12,5
	50 ⁰ C	-	10	6,5	7,5	8	11	13	11,5
	80 ⁰ C	8	4,5	4,5	5,0	4,7	8,5	11,5	11,5
	110 ⁰ C	-	4,5	4,5	4,5	3,0	7,0	9,5	11,5

Tabelul 5.A1. Caracteristicile mecanice pentru diferite tipuri de vulcolan.

Parametrul	Tip						
	18/40	18	25	30	40	50	
Densitate [kg/dm ³]	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	
Rezistența la tracțiune [MPa]	30	30	30	30	30	30	
Alungire la rupere [%]	600	650	600	450	400	400	
Valoarea tensiunii [MPa] la :	20% alungire	0,7	1,5	5,0	7,0	10,0	14,0
	300% alungire	5,0	7,0	15,0	17,5	21,0	25,0
Alungire remanentă [%]	5	15	30	35	40	40	
Elasticitate de lovire [%]	47	53	50	45	44	42	
Duritate [Shore]	65	80	90	93	95	96	
Rezistența la rupere limită [N/m]	25	55	70	70	90	90	
Rezistența la smulgere [N/m]	60	90	105	110	120	130	
Rezistența la uzură [mm ³]	50	40	60	60	60	60	
Conductibilitatea termică [kcal/mh ⁰ C]	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	
Coeficientul de dilatare liniară [10 ⁻⁶ / ⁰ C] la :	20 ÷ 50 ⁰ C	200	180	210	220	180	190
	20 ÷ 100 ⁰ C	190	180	200	190	160	190
Căldura specifică [Cal/ ⁰ Cg]	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	

Tabelul 1. A2. Dantura curelelor sincrone. Dimensiuni.

Simbol pas	p_b [mm]	2β [grad]	S [mm]	h_t [mm]	u [mm]	r_r [mm]	r_a [mm]
MXL	2,032	40±1	1,14 ₀ ^{+0,01}	0,51	0,254	0,13	0,13
XL	5,080	50±1	2,56 ₀ ^{+0,01}	1,27	0,254	0,38	0,38
L	9,525	40±1	4,63 ₀ ^{+0,01}	1,91	0,381	0,51	0,51
H	12,700	40±1	6,09 ₀ ^{+0,01}	2,29	0,686	1,02	1,02
XH	22,225	40±1	12,56 ₀ ^{+0,02}	6,35	1,397	1,57	1,19
XXH	31,750	40±1	19,03 ₀ ^{+0,03}	9,53	1,524	2,28	1,52

Tabelul 2.A2. Curele sincrone. Șirul lățimilor.

Simbol pas	Înălțime h_s			Lățimi tipizate b_s		Abaterile limită ale lățimilor pentru lungimi pimitive [mm]		
	Dimens. [mm]	Abateri limită [mm]		Dimens. [mm]	Simbol lățime	până la 838,20 mm	peste 838,20mm până la 1676,40mm	peste 1676,40 mm
		Varianta standard	Varianta specială					
MXL	1,14	±0,2	±0,1	3,0	012	+0,5	-	-
				4,8	019	-0,8		
				6,4	025			
XL	2,3	±0,2	±0,1	6,4	025	+0,5	-	-
				7,9	031	-0,8		
				9,5	037			
L	3,6	±0,25	±0,1	12,7	050	+0,8	+0,8	-
				19,1	075	-0,8	-1,3	
				25,4	100			
H	4,3	±0,25	±0,15	19,1	075	+0,8	+0,8	+0,8
				25,4	100	-0,8	-1,3	-1,3
				38,1	150			
				50,8	200	+0,8	+1,3	+1,3
						-1,3	-1,3	-1,5
XH	11,2	±0,65	±0,25	50,8	200		+4,8	+4,8
				76,2	300	-	-4,8	-4,8
				101,6	400			
XXH	15,7	±0,65	±0,25	50,8	200			
				76,2	300	-	-	+4,8
				101,6	400			-4,8
				127,0	500			

Tabelul 1.A3. Valorile coeficienților a_3 , b_3 și a coeficientului de corelație.

Cod pas	Struct.	Firma	a_3	b_3	r_3^2	Graficul
MXL	N+S	Contitech	-0,12380952	0,24285714	0,998847926	MXL1S PRN
	P+O	Mulco Breco - flex	1,0	0,076923077	1,0	MXL30 PRN
XL	N+S	Contitech	-0,14677419	0,18225806	0,999765111	XL1SC PRN
		Isoran Pirelli	1,113333	0,155	0,999653259	XL5SP PRN
		Uniroyal Power-Grip	0,18548387	0,1762628	0,998847926	XL7SU PRN
	P+O	Mulco Breco - flex	1,58	0,0265	1,0	XL30B PRN
L	N+S	Contitech	3,0646859	0,09057725	0,99865592	L1SC PRN
		Isoran Pirelli	2,6895148	0,09270086	0,9999998	L5SP PRN
		Uniroyal Power-Grip	3,9273643	0,086293716	0,999568876	L7SU PRN
	P+O	Mulco Breco - flex	3,1916667	0,015119048	0,999979334	L30B PRN
H	N+S	Contitech	4,8824455	0,033309138	0,998816829	H1SC PRN
		Isoran Pirelli	4,0042968	0,034500185	0,99899448	H7SP PRN
		Uniroyal Power-Grip	3,8975738	0,0347219	0,999346187	H5SU PRN
	P+O	Mulco Breco - flex	2,8597742	0,01255709	0,999908435	H30B PRN
XH	N+S	Contitech	10,422856	0,020662977	0,9965412286	XH1SC PRN
		Isoran Pirelli	10,830369	0,022461218	0,997490302	XH5SP PRN
		Uniroyal Power-Grip	9,7218036	0,005976470	0,999145955	XH7SU PRN
	P+O	Mulco Breco - flex	4,4823529	0,01633861	1,00,998879021	XH30B PRN
XXH	N+S	Contitech	11,006767	0,018134191	0,998165866	XXH 1SC
		Isoran Pirelli	11,290194	0,018140131	0,999186106	XXH 5SP
		Uniroyal Power-Grip	11,559779			XXH 3SU

**Valorile medii ale deplasărilor și indicațiilor de la puntea tensometrică
la etalonarea traductorului inductiv.**

Tabelul 1.A4.

Nr. crt.	Deplasare palpator [mm] \bar{x}	Afișare punte $\equiv \bar{y}$ [incremente]	Nr. crt.	Deplasare palpator [mm] \bar{x}	Afișare punte $\equiv \bar{y}$ [incremente]
1	0,00	-91.78	34	1,65	+25.05*
2	0,05	-91.03	35	1,70	+30.29*
3	0,10	-90.25	36	1,75	+35.51*
4	0,15	-89.45	37	1,80	+41.10*
5	0,20	-88.59	38	1,85	+46.25
6	0,25	-87.71	39	1,90	+51.61
7	0,30	-86.73	40	1,95	+57.22
8	0,35	-85.70	41	2,00	+62.57
9	0,40	-84.60	42	2,05	+67.73
10	0,45	-83.31	43	2,10	+72.16
11	0,50	-81.92	44	2,15	+74.96
12	0,55	-80.36	45	2,20	+77.42
13	0,60	-78.53	46	2,25	+79.36
14	0,65	-76.41	47	2,30	+81.13
15	0,70	-73.93	48	2,35	+82.64
16	0,75	-70.82	49	2,40	+84.00
17	0,80	-65.95	50	2,45	+85.22
18	0,85	-60.71	51	2,50	+86.30
19	0,90	-55.40	52	2,55	+87.32
20	0,95	-49.80	53	2,60	+88.25
21	1,00	-44.53	54	2,65	+89.10
22	1,05	-39.05*	55	2,70	+89.96
23	1,10	-33.82*	56	2,75	+90.74
24	1,15	-28.58*	57	2,80	+91.54
25	1,20	-23.13*	58	2,85	+92.28
26	1,25	-18.04*	59	2,90	+93.00
27	1,30	-12.55*	60	2,95	+93.72
28	1,35	-07.31*	61	3,00	+94.40
29	1,40	-01.78*	62	3,05	+95.04
30	1,45	+03.61*	63	3,10	+95.66
31	1,50	+08.90*	64	3,15	+96.24
32	1,55	+14.13*	65	3,20	+96.80
33	1,60	+19.52*	66	3,25	+97.30

*) Valorile pentru care dependența este liniară $r = 0,9999$.

Tabelul 2.A4.

Datele necesare pentru calcul					
#	1 VAR1	2 VAR2	3 VAR3	4 VAR4	5 VAR5
1	0.000	0.000	0.000	0.000	
2	50.000	485.000	260.500	251.9	
3	100.000	1006.000	522.250	502.000	
4	150.000	1529.000	786.000	758.000	
5	200.000	2042.000	1050.500	1014.000	
6	250.000	2571.000	1313.500	1271.700	
7	300.000	3082.000	1572.750	1527.300	
8	350.000	3595.000	1837.750	1780.900	
9	400.000	4116.000	2074.500	2028.400	
10	450.000	4624.000	2352.250	2273.000	
11	500.000	5136.000	2607.500	2523.100	
12	550.000	5647.000	2865.250	2771.500	
13	600.000	6177.000	3123.750	3017.800	
14	650.000	6704.000	3373.750	3259.100	
15	700.000	7178.000	3623.750	3503.500	

Tabelul 3.A4.

Datele necesare pentru calcul			
#	1 VAR1	2 VAR2	3 VAR3
1	100.000	192.800	
2	200.000	387.200	
3	300.000	588.400	
4	400.000	789.800	
5	500.000	987.000	
6	600.000	1197.000	
7	700.000	1404.600	
8	800.000	1604.600	
9	900.000	1808.000	
10	1000.000	2011.750	
11	1100.000	2210.400	
12	1200.000	2410.200	
13	1300.000	2599.000	
14	1400.000	2795.600	
15	1500.000	2995.800	
16	1600.000	3191.800	
17	1700.000	3386.400	
18	1800.000	3580.500	
19	1900.000	3777.600	
20	2000.000	3976.200	

Tabelul 4.A4.

Valorile medii prelucrate pentru $\Delta\bar{l}_{ref}$, Δp_b , σ_{cc} pentru profilul
225 L 100 GOOD - YEAR

Nr. crt.	F ₁ [N]	$\Delta\bar{l}_{ref}$ [μm]		$\Delta\bar{l}_{ref}$ [μm]	$\Delta p_b = \frac{\Delta\bar{l}_{ref}}{2}$ [μm]	σ_{cc} [MPa]
		Încărcare	descărcare			
1	0	0	3	1,5	0,0007	0
2	20	10.5	13	11.75	0,0058	0,4(4)
3	40	18.5	20	19.25	0,0096	0,8(8)
4	60	25	26	26.5	0,0132	1,3(3)
5	80	30	31	30.5	0,0152	1,7(7)
6	100	35	36	35.5	0,0177	2,2(2)
7	120	40	41	40.5	0,0202	2,6(6)
8	140	44.5	46	45.25	0,0226	3,11
9	160	49	50	49.5	0,0247	3,5(5)
10	180	54	55	54.5	0,0272	4,00
11	200	58	59	58.5	0,0292	4,4(4)
12	220	62	63	62.5	0,0312	4,8(8)
13	236	66	66	66	0,0330	5,244

Tabelul 5.A4.

Valorile medii prelucrate pentru $\Delta\bar{l}_{ref}$, Δp_b , σ_{cc} pentru profilul
210 L 075 POWER GRIP

Nr. crt.	F ₁ [N]	$\Delta\bar{l}_{ref}$ [μm]		$\Delta\bar{l}_{ref}$ [μm]	$\Delta p_b = \frac{\Delta\bar{l}_{ref}}{2}$ [μm]	σ_{cc} [MPa]
		Încărcare	descărcare			
1	0	0	4	2.0	1,0	0
2	20	8	11	9.5	4,75	0,4784688
3	40	19	22	20,5	10,25	0,95693
4	60	29	32	30,5	15,25	1,4354066
5	80	37	42	39,5	19,75	1,913875
6	100	48	51	49.5	24,75	2,39234
7	120	57	61	59.5	29,5	2,8708
8	140	66	70	68.0	34.0	3,34928
9	160	75	79	77.0	38,5	3,82775
10	182	88	88	88.0	44	4,35406

Tabelul 6.A4.

Valorile medii prelucrate pentru $\Delta\bar{l}_{ref}$, Δp_b , σ_{ec} pentru profilul
225 L 050 BANDO

Nr. crt.	F ₁ [N]	$\Delta\bar{l}_{ref}$ [μm]		$\Delta\bar{l}_{ref}$ [μm]	$\Delta p_b = \frac{\Delta\bar{l}_{ref}}{2}$ [μm]	σ_{ec} [MPa]
		Încărcare	descărcare			
1	0	0	12,0	6,00	3,00	0
2	10	21,5	31,0	15,50	13,12	0,51282
3	20	33,0	41,0	20,50	18,50	1,02564
4	30	40,5	47,5	23,75	22,00	1,53846
5	40	47,0	53,0	26,50	25,00	2,05128
6	50	52,0	57,5	28,75	27,37	2,56410
7	60	57,0	62,0	31,00	29,75	3,07692
8	70	62,0	66,0	33,00	30,20	3,58974
9	80	67,0	71,0	35,50	34,50	4,10256
10	90	71,5	75,0	37,50	36,62	4,61538
11	100	75,5	79,0	39,50	38,62	5,12820
12	105	80,0	81,0	40,50	40,25	5,38461
13	107	84,0	84,0	42,50	42,00	5,48717

Tabelul 7.A4.

Valorile medii prelucrate pentru $\Delta\bar{l}_{ref}$, Δp_b , σ_{ec} pentru profilul
150 L 100 SPUMOTIM

Nr. crt.	F ₁ [N]	$\Delta\bar{l}_{ref}$ [μm]		$\Delta\bar{l}_{ref}$ [μm]	$\Delta p_b = \frac{\Delta\bar{l}_{ref}}{2}$ [μm]	σ_{ec} [MPa]
		Încărcare	descărcare			
1	0	0	2	1	0,5	0
2	20	50	52	51	25,5	0,53333
3	40	78	80	79	39,0	1,06(6)
4	60	102	104	103	51,5	1,6
5	80	122	124	123	61,5	2,13(3)
6	100	141	143	142	71,0	2,6(6)
7	120	158	160	159	59,5	3,2
8	140	174	176	175	87,5	3,73(3)
9	160	189	191	190	95,0	4,2(6)
10	180	204	206	205	102,5	4,8
11	186	210	210	210	105,0	4,96

Tabelul 8.A4.

Valorile medii prelucrate pentru $\Delta\bar{l}_{ref}$, Δp_b , σ_{cc} pentru profilul
300 L 075 SPUMOTIM

Nr. crt.	F ₁ [N]	$\Delta\bar{l}_{ref}$ [μm]		$\Delta\bar{l}_{ref}$ [μm]	$\Delta p_b = \frac{\Delta\bar{l}_{ref}}{2}$ [μm]	σ_{cc} [MPa]
		Încărcare	descărcare			
1	0	0	4	2	1	0
2	10	28	30	29	14,5	0,2(27)
3	20	52	54	53	26,5	0,4(45)
4	30	76	78	77	38,5	0,68(18)
5	40	96	98	97	48,5	0,909
6	50	116	118	117	58,5	1,136
7	60	132	134	133	66,5	1,3636
8	70	148	150	149	74,5	1,5909
9	80	166	168	167	83,5	1,81818
10	90	194	196	195	97,5	2,045
11	100	202	204	203	101,5	2,2727
12	110	218	220	219	109,5	2,5
13	120	234	238	236	118,0	2,72(72)
14	130	254	254	254	127,0	2,9545